Г. С. ЖИРИЦЬКИЙ

ПАРОВІ МАШИНИ

ЗРНГ УСРР
ТЕХНІЧНЕ ВИДАВНИЦТВО

НБ УДУНТ (ДШТ)

Проф. Г. С. ЖИРИЦЬКИЙ

ПАРОВІ МАШИНИ

Наукметодсектор НКО УСРР дозволив до вжитку
як підручник для індустріяльних вишів

ДНІПРОБУДІВСЬКИЙ ІНСТИТУТ
ЕЛЕКТРИФІКАЦІЇ ТРАНСПОРТУ
БІБЛІОТЕКА
№ 2871

ВРНГ УСРР
ТЕХНІЧНЕ ВИДАВНИЦТВО
ХАРКІВ 1932 КИЇВ

ПРОВЕРЕНО 1967

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Бібліографічний опис цього видання вміщено в „Літопису Укр. Друку", „Картковому реперт." та інших показчиках Укр. Книжн. Палати.

Друкарня Об'єднання державних науково-технічних видавництв України.
Київ, вул. Воровського, 42.

Київ. Міськліт № 1538. Зам. № 559. Тираж—10.000 $25^1/_2$ арк.

НБ УДУНТ (ДІТ)

ПЕРЕДМОВА ДО IV ВИДАННЯ

Хутке розповсюдження попередніх видань цієї книги примушує допускати, що своїм змістом книга виявила себе підхожою, як підручник для вишів та порадник для практиків.

Досвід викладання парових машин у Київському політехнічному інституті показав, проте, що вичерпним підручником книга бути не може, і студентам, поруч із нею, доводиться удаватися до курсів Польгавзена, Хедера та ін.

Бажаючи усунути цю хибу, у цьому виданні автор значно поширив конструктивно-розрахункову частину курсу.

До частини I запроваджено аналітичну методу розрахунку парової машини, уточнений та поширений опис теплового процесу машини. До відділу пароподілу додано опис суваків Вайсса, Пенна, Гохвальда та двокамерних, а також хлипакового розподілу Прелля. Більше уваги приділено толоковим сувакам з механізмами хлипакових пароподілів, бо зважалося на ту обставину, що ці суваки, також як і вищеназвані, можуть набути широкого вжитку в машинах високого тиску.

Додано розрахунок пружинного гартунґівського реґулятора.

Запроваджено новий відділ «Машини високого тиску» в описом найновіших конструкцій та вказівками на особливості розрахунку.

У значній мірі перероблено та поширено частину VIII: «Конструкції та розрахунки на міцність деталів парової машини». Тут дано багато емпіричних формул до визначення конструктивних розмірів основних деталів машини; додано також низку рисунків цих деталів, що являють найтиповіші сучасні конструкції.

Останню частину книги доповнено кількома виконаними в великому мірилі рисунками загальних виглядів новітніх парових машин.

Для деяких із рисунків у тексті, які в попередніх виданнях подано в малому мірилі, зроблено нові кліші в збільшеному розмірі, що полегшує читання книги.

Не вважаючи, безумовно, що після цього перероблення книга може бути за вичерпний підручник парових машин, автор сподівається, що вона зустріне ту саму ласкаву увагу читачів, що й попередні видання.

Г Жирицький

Київ
червень 1929

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

З М І С Т

ВСТУП

Загальна будова парової машини

	Стор.
1. Поняття про роботу та будову парової машини	9
2. Клясифікація парових машин	11
3. Індикаторна діяграма	13
4. Використання тепла в парових машинах та царини застосування їх.	14

Частина І

Робота пари в паровій машині

1. Зразкові процеси парових мошин

5. Цикл Карно	16
6. Ренкінів цикл	17
7. Майєрів цикл	21

2. Дійсний процес парової машини

8. Втрати на пропуски пари та промінювання	24
9. Спадання тиску під час впуску	25
10. Початкова конденсація пари . .	27
11. Заходи боротьби з початковою конденсацією пари	28
а) Парова обгортка . .	28
б) Збільшення числа обертів	29
в) Чотири шляхи для пари	30
г) Багатократне розширення пари	30
ґ) Перегрівання пари .	30
д) Принцип прямотечійности	32
12. Витрата пари на початкову конденсацію	35
13. Шкідний простір та стискання пари	35
14. Сучинники видатности машини . .	39
15. Приклад визначення сучиника видатности машини	47
16. Індикаторна діяграма дійсного процесу парової машини	49
а) Шкідний простір	49
б) Лінія впуску	49
в) Розширення	52
г) Попереджання випуску	56
ґ) Випуск пари	57
д) Стиск пари	57
е) попереджання впуску . .	60
17. Приклади побудови індикаторних діяграм одноциліндрових машин	60
18. Визначення потужности машини з індикаторної діяграми . .	64
19. Аналітичний розрахунок парової машини. Визначення міри наповнення із заданої потужности машини . . .	68
20. Визначення витрати пари машиною за індикаторної діяграми	71

3. Досліджування робочого процесу машини за допомогою індикаторної діяграми

21. Будова індикатора та користування ним	74
22. Оцінювання роботи машини з індикаторної діяграми .	77
23. Досліджування індикаторної діяграми з адіябатичним розширенням та стиском пари	79
24. Ґрасманові формули визначати витрати пари	84

НБ УДУНТ (ДІТ)

4. Машини багаторазового розширення

	Стор.
25. Загальні відомості	87
26. Переваги та хиби машини багаторазового розширення	88
27 Відношення об'ємів циліндрів	90
28. Вибір типу машини	91
29. Об'ємні діяграми	92
30. Побудова ідикаторної діяграми тандем-машини або машини компавнд з корбами під кутом у 180°	93
31. Побудова індикаторної діяграми машини подвійного розширення з корбами насадженими під кутом у 90° (машини компавнд)	97
32. Побудова індикаторної діяграми машини потрійного розширення з корбами, насадженими під кутом у 120°	100
33. Ренкінізування індикаторних діяграм	102
34. Потужність машини багаторазового розширення	104
35. Витрата пари машинами подвійного розширення	105

Частина II

Пароросподіл парових машин

1. Сувакові розподіли

36. Простий коробчастий сувак	106
37. Сувак з перекривками та кутом випереджання	108
38. Рівняння руху сувака	111
39. Цайнерова діяграма	112
40. Мюллерова діяграма	115
41. Забіг сувака. Від'ємний перекривок. Ексцентрик	116
42. Побудова індикаторної діяграми із суваковоі	117
43. Побудова суваковоі діяграми із індикаторної та визначення розмірів сувака	119
44. Еліптична діяграма	121
45. Конструктивне виконання сувака	124
46. Циліндричні суваки	125
47. Тріківський сувак	128
48. Вайссівський сувак	133
49. Пеннівський сувак	134
50. Гохвальдівський сувак	135
51. Вирівнювання мір наповнення в порожнинах циліндра	138
52. Прості суваки із змінною мірою наповнення	140
53. Пароросподіл подвійними суваками	143
54. Крива закривання вікна	151
55. Визначення розмірів подвійного сувака із заданої індикаторної діяграми	152
56. Подвійний сувак Майеррової системи.	156
57. Подвійний ідерівський сувак	160
58. Подвійні суваки із змінним ексцентриситетом розширного ексцентрика	167
59. Штайнівський сувак	172
60. Двокамерні суваки	173

Хлипакові пароросподіли

61. Розподіл, конструкція й розрахунок хлипаків	176
62. Клясифікація механізмів для надавання чину хлипакам. Загальна оцінка хлипакових розподілів	176 181
63. Кулачні шайби	182
64. Ексцентриковий механізм з котким важелем	184
65. Хиткі кулаки	188
66. Примусовий розподіл із змінною мірою наповнення. Віднманівський розподіл	192
67. Лентцівський пароросподіл	197
68. Штумпфівський пароросподіл	205
69. Пароросподіл Прелля, Штайна та Дерфеля	211
70. Кольманівський пароросподіл (новий), як приклад розчіпного розподілу	214
71. Розчіпні зульцерівські розподіли	218
72. Хлипакові розподіли для сторчових машин	220
70. Прямотечійні машини із пароросподілом односідловим хлипаком	223
74. Криві підіймання хлипаків	225
75. Розрахунок пружини примусових розподілів.	227
76. Розрахунок пружини для розчіпних пароросподілів	234
77. Толокові суваки з механізмами хлипакових розподілів	236

НБ УДУНТ (ДІТ)

3. Ґрантові пароросподіли

78. Ґранти, їхній розподіл і визначення розмірів 243
79. Сувакові діяграми в застосуванні до ґрантових розподілів. 245

4. Розподіл випуску, яким керують за допомогою толока машини

80. Конструкція проф. Штумпфа 247
81. Прямотечійні машини з комбінованим розподілом випуску. . 252

Частина III

1. Корбовий механізм та розрахунок маховика

82. Корбовий механізм 254
83. Сили інерції 256
84. Сили, що чинять у корбовому механізмі 256
85. Розрахунок маховика 258
86. Приклад розрахунку маховика 265

Стійкість парової машини

87. Сили інерції обертових та зворотно-рухомих мас 266
88. Умови стійкости поземої машини 268
89. Умови стійкости сторчової машини 269
90. Зрівноваження сил інерції 269

Частина IV

Реґулювання

91. Призначення та клясифікація реґуляторів 271
92. Умови рівноваги реґуляторів. Астатичні, статичні та псевдостатичні реґулятори 272
93. Міра нерівномірности та нечутливости реґуляторів 273
94. Енеґія, що перестановляє сили та роботоспроможність реґуляторів. . 275
95. Коливання реґулятора 277
96. Характеристика реґуляторів за кривими відосередкової сили 279
97. Пружинний гартунґівський реґулятор та його розрахунок 281
98. Добір реґулятора 288
99. Плоскі реґулятори. Основи теорії та розрахунку 291
100. Інерційні реґулятори 296

Частина V

Конденсація парових машин

101. Загальне поняття про конденсаційні злагоди 298
102. Паровипускна труба 299
103. Клясифікація конденсаторів. Конденсатори змішування . 300
104. Поверхневі конденсатори 303
105. Струминні конденсатори . . 308
106. Основи розрахунку смоків, що обслуговують конденсатори 308
107. Конструкції мокроповітряних смоків 311
108. Розрахунок смоків із всисними вікнами 312
109. Толокові повітряні смоки 317
110. Струминні повітряні смоки 319
111. Повторне охолодження води 321
112. Масловідбірники 327
113. Загальне розташування конденсаційної злагоди 328

Частина VI

Парові машини в уставах із використанням спрацьованої пари

114. Використання тепла в парових уставах і засоби підвищити його 329
115. Царина застосування тепла спрацьованої пари . 331
116. Основні тили машин із використанням спрацьованої пари 332
117. Машини з протитиском . 333
118. Машини з проміжним відбором пари 339

НБ УДУНТ (ДІТ)

Частина VII

Машини високого тиску

	Стор.
119. Корисність застосування пари високого тиску . .	350
120. Тили машин високого тиску й особливості їхніх індикаторних діяграм	351
121. Конструктивні особливості машин високого тиску	353

Частина VIII

Конструкції та розрахунки на міцність деталів парової машини

122. Паровий циліндер	357
123. Защільники	365
124 Толок .	369
125. Толоковий тягель	376
126. Ковзанець	377
127. Гонок	382
128. Корбовий вал	388
129. Колінчастий вал .	392
130. Ряма та головні вальниці.	393
131 Маховик	397
132. Ексцентрик	401

Частина IX

Приклади виконаних конструкцій та устав парових машин

133. Поземі одноциліндрові машини	404
134. Сторчові одноциліндрові машини	406
135. Поземі машини подвійного розширення	407
136. Сторчові машини компавид	408

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА БУДОВА ПАРОВОЇ МАШИНИ

§ 1. Поняття про роботу та будову парової машини

Призначання парового рушія виконувати механічну роботу за рахунок теплової енергії пари. Один кілограм пари, надійшовши до машини з тепловмістом i_1 та вийшовши з машини з тепловмістом i_2, віддає робочому органові рушія $i_1 - i_2$ одиниць тепла (кал/кг), за рахунок яких машина дає

$$L = \frac{1}{A}(i_1 - i_2)$$

одиниць роботи (кг/м),

де $A = \frac{1}{427}$ — тепловий еквівалент роботи.

При цьому припускається, звичайно, що машина працювала без утрат.

Перетворення енергії може йти двома шляхами. В одному випадку потенціяльна енергія пари перетворюється на механічну роботу толока, що має змогу рухатися в закритому циліндрі безпосереднім тиском пари на цей толок. Тоді робота дорівнює здобуткові сили тиску пари на шлях, пройдений толоком. Толок може мати зворотно-прямолінійне переміщення або обертовий рух.

У другому випадку потенціяльна енергія пари перетворюється спочатку на кінетичну: пара поширюється, і за рахунок спаду її тепловмісту зростає швидкість. На робочому органі машини (кружалі з лопатками) потім відбувається перетворення енергії пари на механічну роботу за рахунок зниження швидкости пари.

У першому випадку ми маємо парову толокову машину із зворотно-рухомим або обертовим толоком; у другому випадку—парову турбіну.

Предметом цього курсу будуть виключно толокові машини із зворотно-рухомим толоком. Пристосовуючись до звичаю, прийнятого в технічній літературі, ми зватимемо ці рушії паровими машинами, відкидаючи термін «толокові».

Машини з обертовим толоком звуть коловорітними. Царина застосування їх зовсім незначна.

Парові турбіни своїм термічним процесом та конструкцією так різняться від парових машин, що вивчення їх повинно бути виділено в самостійний курс.

Схему найпростішої парової машини подано на фіг. 1.

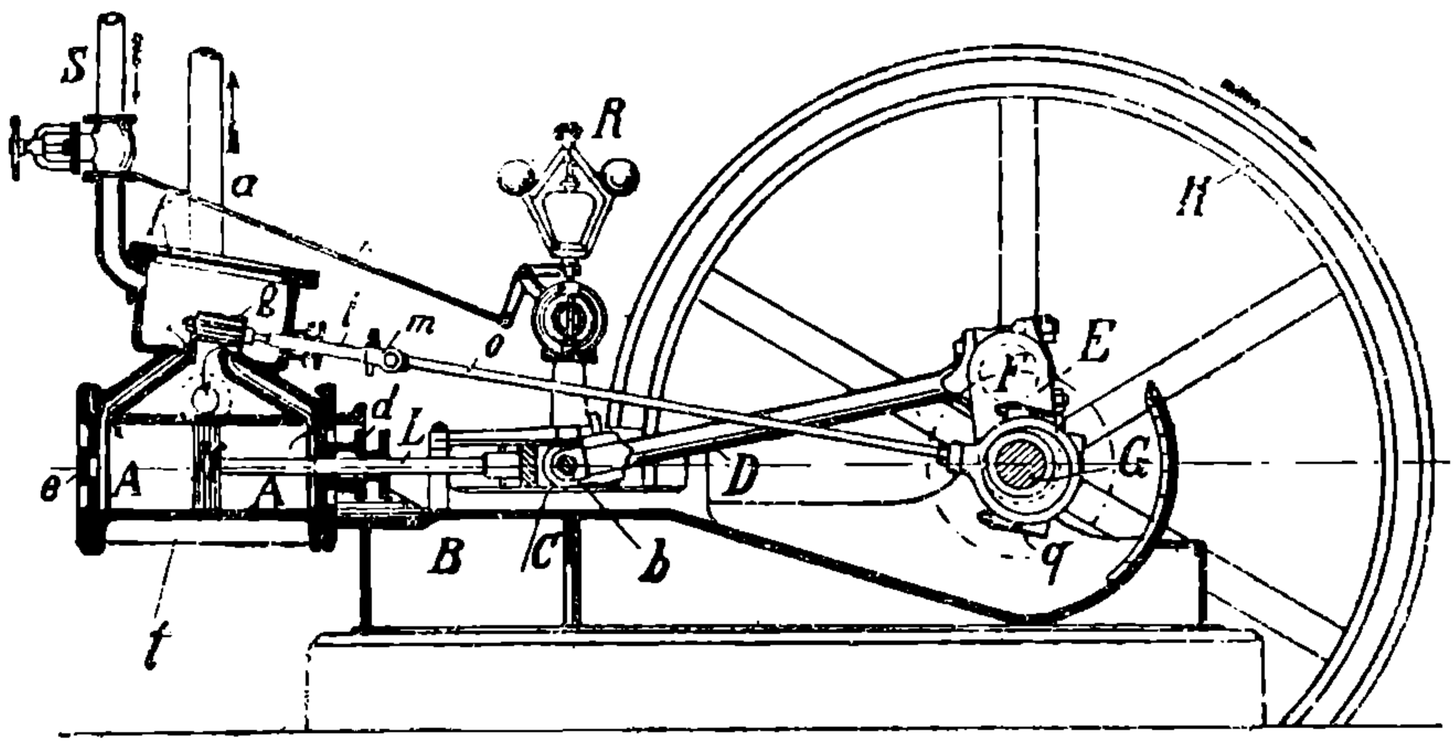
У паровому циліндрі A, закритому з обох боків покришками d та e, може переміщатися кружалуване тіло — толок K. Толок поділяє циліндер на дві порожнини: ліву та праву, до того ж першу іноді звуть боком покришки, а другу — боком корби (при такому розташуванні частин машини, яке показано на схемі). Пара входить позмінно в ліву та праву порожнину, до того ж, коли в одну з порожнин впускається гостра пара, то в другої випускається пара, спрацьована під час попереднього перебігу. Цілком зрозуміло, що обидві

НБ УДУНТ (ДІТ)

порожнини повинні бути старанно розлучені одна від одної, для чого робочу (внутрішню) поверхню циліндра роблять точно циліндричною, а толок має пружинисті кільця, які щільно притискаються до поверхні циліндра.

Під тиском пари толок робить прямолінійні перебіги праворуч та ліворуч. Ці перебіги за допомогою толокового тягеля *L* та гонка *D* передаються корбі *E*, насадженій на головний вал машини. Гонково-корбовий механізм перетворює прямолінійний рух толока на обертовий рух вала, від якого передається механічна робота до машин-знарядь.

Толоковий тягель *L* нерухомо скріплений із толоком *K* та з ковзанцем *C*. У місці, де тягель проходить через покришку циліндра, зроблений защільник; його призначення не давати парі витікати люзами між тягелем та стінками



Фіг. 1. Схема найпростішої парової машини.

покришки. Ковзанець з одного боку править за суставну злуку між тягелем та гонком, а з другого боку, він, рухаючись у напрямних ковзулях, передає останнім сторчову силу, що постає в суставі *C* механізма. Ковзулі почасти сприймають на себе вагу всіх зворотно-рухомих частин, знетяжуючи від неї стінки парового циліндра.

У великих машинах толок має наскрізне толочилно, що проходить через ліву покришку циліндра. Наскрізне толочилно має також поковзень, що ковзається по напрямній площі. У цьому випадку толок із тягелем являє собою нібито трям на двох опорах—у поковзні та ковзанці— і толок, перебуваючи в циліндрі у висному стані, якнайменше стирає поверхню циліндра.

Гонок злучається з ковзанцем за допомогою ковзанцевого пальця *b* і з корбою — за допомогою корбового пальця *F*.

Вал машини лежить у головних вальницях, яких буває не менше двох. Вальниці разом з ковзулями, звичайно, втворюють один виливок, що зветься рямою машини (*B*). Рама лежить на фундаменті й прикріплена до нього фундаментовими прогоничами. Паровий циліндер у маленьких машинах перебуває в висному стані, перебуваючи скріплений з ковзулями. У більших машинах циліндер завжди має спеціяльну опору.

Крайні положення толока зветься мертвими, бо як він стоїть у цих положеннях, то вала не можна повернути тиском на толок. Простір між толоком в його мертвому положенні та покришкою циліндра, включаючи сюди й об'єм каналів, які підводять та відводять пару, зветься шкідним простором циліндра, з його поверхні—шкідними поверхнями.

Упускається та випускається пара спеціяльним пароподільчим механізмом, що набуває, звичайно, собі руху від головного вала машини. На даній схемі пара йде трубою *S* до суваковой коробки *f*. В останній по суваковій ков-

НБ УДУНТ (ДІТ)

занці переміщається сувак g, що розподіляє впуск та випуск пари для обох порожнин циліндра. Спрацьована пара виходить трубою a.

Руху сувакові надає екоцентрик q, за допомогою ексцентрикового тягеля e та сувакового тягеля i.

Щоб підтримувати постійним число обертів, машина завжди має реґулятор, призначення якого встановляти кількість або якість пари, що впускається в машину — відповідно до її обтяження. У даному випадку реґулятор R чинить на дросельний хлипак S та, коли зменшено обтяження, спричиняє гальмування пари.

Швидкість толока на протязі його перебігу ввесь час міняється, від нуля в мертвому положенні до якогось максимуму в середньому положенні. Для рівномірности ходу машини, себто, щоб мати постійну кутову швидкість обертання валу, на вал насаджують важкий маховик H, що забирає енерґію під час зайвини рушійної сили і віддає енерґію під час перевищення сил опору. У той час, як реґулятор підтримує постійне число обертів, маховик примушує триматися на одному рівні кутову швидкість обертання протягом одного оберту.

§ 2. Класифікація парових машин

Виображена на схемі (фіг. 1) машина є позема одноциліндрова машина простого розширяння, подвійного чину із змінним напрямом струмини пари.

Відмінно від вищеописаної загальної схеми, пару можна впускати тільки в одну порожнину циліндра і вона тиснутиме на толок тільки з одного боку (завжди з боку покришки). А другий бік циліндра роблять відкритим і толок тут дотикається з атмосферою. Такі машини звуть машинами п р о с т о г о ч и н у відмінно від більше розповсюджених машин п о д в і й н о г о ч и н у.

Перші конструкції найчастіше за все вживають у суднових сторчових машинах.

У машині, виображеній на схемі (фіг. 1), пара входить у циліндер і виходить із нього з одного й того самого боку (біля покришки), одним і тим самим каналом. У кожній із порожнин циліндра пара йде за рухом толока, і тому напрям струмини пари буде змінний.

Виключно за таким принципом і будували парові машини до 1910 року, і для визначення їх не доводилося втворювати спеціяльного терміна.

Близько 1910 р. проф. Штумпф запровадив п р я м о т е ч і й н у машину, яку часто звуть Штумпфом. Ця машина характерна тим, що пара випускається посередині циліндра в кінці перебігу толока, і, таким чином, пара в кожній порожнині рухається лише в одному напрямі вподовж циліндра.

Через те, що для машин не прямотечійних немає підхожого короткого терміна, то в дальшому ми завжди будемо під назвою парова машина розуміти просто — машину із змінним напрямом руху пари, а в разі прямотечійної машини — застерігатимемо про це окремо.

Залежно від того, якою парою працює машина, розрізняють машини на п е р е г р і т у та на н а с и ч е н у п а р у.

Машина, побудована на перегріту пару, завжди може працювати й насиченою парою, чого не можна сказати про протилежний випадок.

Парова машина може працювати на а т м о с ф е р у, на к о н д е н с а ц і ю або з п р о т и т и с к о м. У першому випадку пару з машини випускають в атмосферу, у другому випадку — в окрему посудину, що зветься конденсатором, в якому підтримується тиск нижчий за атмосферовий (звичайно $0{,}2 \div 0{,}3$ ата).

Машина працює з протитиском, якщо спрацьовану пару впускають з тиском вищим за атмосферовий, а потім її використовують для нагрівання. Величина протитиску може бути досить велика, але найчастіше вона становить $2 \div 4$ ата.

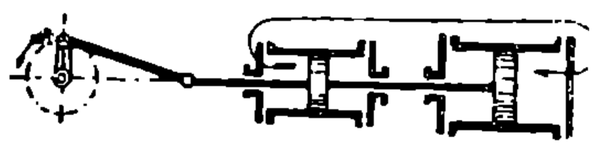
НБ УДУНТ (ДІТ)

Розрізняють машини одно та багатоциліндрові. В останньому випадку всі циліндри роблять на загальний вал.

У найпростішому випадку в кожен циліндер входить гостра пара, і машина складається з комплекту абсолютно одновагових циліндрів, розташованих звичайно один поруч одного. Такі машини звуть машинами простого розширення (подвоєними, потроєними й т. д.).

Відмінно від них багатоциліндрові машини виконують також, як і машини багатократного розширення (подвійного, потрійного, рідше почетвірного).

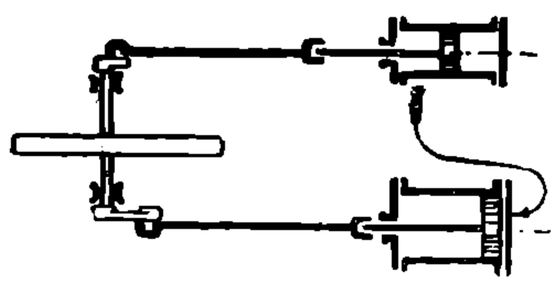
В машинах багатократного розширення гостра пара надходить тільки в один із циліндрів, який звуть циліндром високого тиску або малим циліндром. У ньому пара розширюється не до кінцевого тиску, випускання, а до якогось вищого.



Фіг 2 Тандем-машина.

Із цим проміжним тиском та сама (спрацьована в малому циліндрі) пара йде в дальший циліндер. Якщо машина подвійного розширення, то пара в цьому циліндрі розширюється до кінцевого тиску випускання, і циліндер зветься циліндром низького тиску або великим циліндром. У машинах потрійного розширення пара з малого циліндра йде спочатку в середній (циліндер середнього тиску), а звідтіля в великий циліндер (низького тиску).

Машини подвійного розширення будують із циліндрами розміщеними поруч (фіг. 3), або один за одним (фіг. 2). У першому випадку корби обох циліндрів зсунуто на кут 90° один відносно одного. Таку систему звуть машиною — компавнд. У другій машині, машині тандем, обидва толоки насаджені на один гонок і вони роблять на загальну корбу.



Фіг. 3. Машина-компавнд.

Машини потрійного розширення будують за типами компавнд, тандем або за мішаним типом тандем-компавнд.

Труби, якими в машинах багатократного розширення пара переходить з одного циліндра в другий, звуться ресивером. Отже, тиск пари в ресивері є тиск випуску з одного циліндра та — впуску в дальший.

Іноді частину пари відбирають з ресивера та використовують її в нагрівних приладах. Така система, як буде нижче показано, дає значну користь щодо використання тепла пари та застосовується в тих випадках, коли для нагрівання в даному виробництві треба тепла менше за ту кількість, що проходить через парову машину.

Замість того, щоб ставити спеціяльний паровик низького тиску, пару відбирають з ресивера, в якому тиск установлюють відповідно до потреб виробництва.

Машини цього типу звуть машинами з проміжним відбором пари і їх, звичайно, будують, як тандем-машини, що не такі чутливі до зміни розподілу обтяження між циліндрами, як машини компавнд. Коли відбір пари з ресивера коливний, то розподіл загальної потужности між обома циліндрами, звичайно, дуже нерівномірний.

Залежності від роду пароросподілу розрізняють машини сувакові, грантові та хлипакові, у рідких випадках уживають автоматичних пароросподілів, якими керують, змінюючи тиск пари в циліндрі.

Трохи відрізняються конструкцією окремих деталей повземі та сторчові машини. Останніх уживали раніш (поки з'явились парові турбіни), головне, на великі потужності, а тепер у суднових та швидкорушних конструкціях.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Машини з числом обертів до 150 за хвилину можна вважати за т и х о х о д н і, з більшим числом обертів — за ш в и д к о х о д н і (звичайно 300 — 400 за хвилину).

До останнього часу машини працювали переважно парою з тиском у 8 ÷ 15 атм. Ми зватимемо їх машинами с е р е д н ь о г о т и с к у. Відмінно від них, за машини в и с о к о г о т и с к у можна вважати ті, що працюють парою з тиском понад 25 атм. У побудованих вже машинах цього роду застосовують тиск пари до 130 атм.

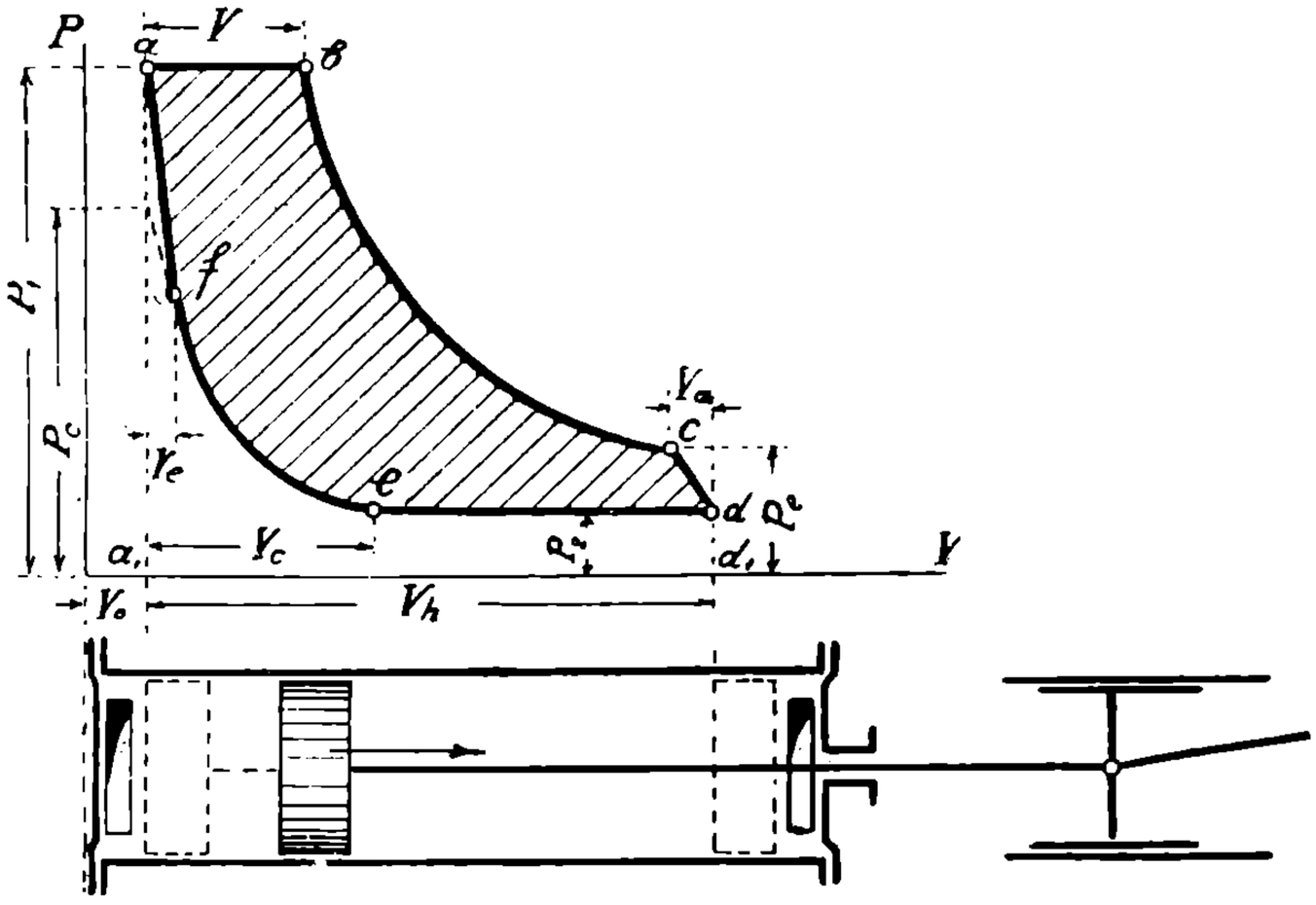
§ 3. Індикаторна діяграма

Парова машина працює звичайно так.

При лівому мертвому положенні толока (див. фіг. 1) починається впуск гострої пари в ліву порожнину циліндра. Під тиском пари толок рухається праворуч. При певному положенні толока впуск пари припиняється. Момент кінця впуску зветься в і д с і ч ч ю. Через те, що з дальшим рухом толока об'єм лівої порожнини циліндра збільшується, то пара, впущена в циліндер, розширюється. У правому мертвому положенні ліва порожнина циліндра злучається з простором впуску (атмосфера, конденсатор), і під час руху толока ліворуч пара виштовхується з циліндра. Випуск, а також і впуск пари не триває протягом цілого перебігу толока, а при деякому положенні останнього випуск припиняється, а пара, що залишилася в циліндрі стискається.

У правій порожнині процес відбувається так само, при чому впуск в ліву порожнину відповідає випускові пари з правої.

Для кращого вирівнювання тисків на початку впуску та початку випуску ці моменти в дійсності не збігаються з мертвими положеннями толока.



Фіг. 4. Індикаторна діяграма парової машини.

І впуск, і випуск пари починається ще до приходу толока в відповідне мертве положення на величину п о п е р е д ж а н н я впуску або випуску.

Зазначений процес найзручніше розглядати в його графічному виображенні. Звичайно його будують у координатах *pv* (тиск — об'єм). Діяграма виображає зміну тиску пари в функції об'єму циліндра та зветься і н д и к а т о р н о ю д і я г р а м о ю.

Зразок індикаторної діяграми (для лівої порожнини циліндра) подано на фіг. 4, до того ж для ясности під діяграмою нарисована схема парового циліндра.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Толок нарисований у мертвому положенні. Об'єм шкідного простору V_0 відкладений до початку координат. У точці a починається робочий процес машини. На протязі відтинка ab, що відповідає частині V робочого об'єму циліндра, відбувається впуск пари під тиском p_1. Точка b визначає момент відсічі. Об'єм пари, що в цей момент міститься в циліндрі, становить $V + V_0$.

Відношення $\frac{V}{V_h} = \varepsilon$ зветься м і р о ю н а п о в н е н н я і звичайно вимі-

ряється в відсотках від робочого об'єму циліндра (V_h).

Від точки b починається розширення пари.

У точці c — початок випуску, тиск пари поступово спадає до кінцевого тиску випуску p_2. Тиск наприкінці розширення, припускаючи, що останнє триває до мертвого положення толока, ми означатимемо p_e. V_a — об'єм, що звільняється за час попереджання випуску.

Крапчаком показане перше мертве положення толока. Лінія de відповідає випусканню пари при тискові p_2. У точці e починається стискання пари, а в точці f — впуск гострої пари. V є простір стиску; відношення $\frac{V_c}{V_h}$ — міра стиску, p_c — тиск наприкінці стиску для випадку, коли останнє триває до мертвого положення толока. V_e — частина робочого об'єму в момент попередження впуску.

Площа індикаторної діяграми $abcdef$ являє собою, як відомо з термодинаміки, роботу пари, що міститься з одного боку толока, за один оберт вала.

Через те, що об'єм циліндра пропорційний довжині його, можна вважати, що довжина діяграми являє собою хід толока.

Індикаторну діяграму можна здійняти з робочої машини за допомогою спеціяльного приладу, що зветься індикатором. Писний апарат цього приладу перебував під тиском пари в циліндрі машини, а папір, накручений на барабан, робить переміщення, які відповідають рухові толока. На папері виходить графік зміни руху пари в функції перебігу толока, себто індикаторна діяграма.

§ 4. Використання тепла в парових машинах та царина застосування їх

З i_1 кальорій пари, що є в кожному кілограмі, у паровій машині може бути використано максимально $i_1 - i_2$ кальорій, де i_1 — тепловміст спрацьованої пари в разі повного адіябатичного розширення її в машині. Через те що спрацьована пара, навіть найвищого тиску, має заховане тепло випаровування, що становить головну частину повного тепла пари, то використання тепла в парових машинах не може бути велике.

У машинах середньої якости загальний сучинник використання тепла палива (обраховуючи, значить, і втрати в паровику) становить $10 \div 12\%$. У добрих сучасних машинах сучинник видатности доходить до 17%. У найсприятливіших умовах та як застосувати пару дуже високих тисоків сучинник видатности устав з паровими машинами може дійти до $20 \div 25\%$. Немає жодних підстав припускати, що навіть у майбутньому можна буде досягти вищих цифер.

З погляду використання тепла палива парові машини не можуть конкурувати із середопальними рушіями; з другого боку, в царині великих потужностей парові машини повинні були поступитися перед турбінами. У зв'язку з цим для парових машин залишилися такі переважні царини застосування:

1. Р у х о м і м а ш и н и — п а р о т я г и, п а р о п л а в и т а л ь о к о м о б і л і. У двох перших випадках витрата палива компенсується простотою обслуговування, довговічністю, зручністю реверсування, можливістю великого переобтяжування. У третьому випадку крім зазначених переваг, особливо ціниться можливість використовувати в паливні льокомобіля перші-ліпші ґатунки палива.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Сучасні парові машини завжди працюють перегрітою парою на атмосферу і їх будують або простого розширення подвоєними, потроєними чи почетвірними, або за типом компавнд. Пароросподіл звичайно суваковий.

Суднові машини найчастіше будуються сторчовими компавнд з розширенням пари до чотирикратного. Перегріву пари вживають лише останнім часом. Машина завжди працює на конденсацію і має звичайно суваковий розподіл.

Льокомобільні машини робляться або одноциліндрові, або двократного розширення (тандем чи компавнд). Стаціонарні машини звичайно мають пароперегрівника і працюють на конденсацію. Пароросподіл суваковий або хлипаковий.

2. Стаціонарні машини для малих та середніх потужностей. Звичайно вживають їх: а) в разі сукупного використання тепла пари в машині та для нагріву: б) коли є дешеве малоцінне паливо, не придатне для середопальних рушіїв; в) нарешті, в тих випадках, які згадано в пункті про рухомі машини, коли витрата палива має не таке істотне значення.

Особливо корисно вживати парові машини при сукупному використанні тепла й для нагріву. Загальний сучинник видатности таких устав доходить до 80%. Застосування парових машин у таких уставах завжди доцільніше з багатьох причин, ніж середопальних рушіїв. Є підстава припускати, що в майбутньому цей тип машин (з протитиском та з проміжним відбором пари) буде найрозповсюдженіший.

3. Машини високого тиску. Питанню про застосування пари високого тиску присвячується спеціяльний відділ. Тут відзначимо лише, що в уставах високого тиску особливо корисно комбінувати парову машину в царині високого тиску—з паровою турбіною в царині низького тиску. Тоді кожен з рушіїв робить в найкорисніших для нього умовах, і сучинник видатности устави легко може конкурувати з сучинником використання тепла в середопальних рушіях. Є всі підстави припускати, що парова машина, як частина паросилової устави високого тиску, набуде широкого розповсюдження.

Для звичайних стаціонарних машин на сьогодні найрозповсюдженішою є прямотечійна система. Проте, поряд з нею, випускають і машини попереднього типу. Штумпфівські машини будують одноциліндровими, машини інших систем—також компавнд і тандем. Пароросподіл найчастіше хлипаковий, розміщення циліндрів поземе.

У нових машинах звичайно вживають перегрітої пари з тиском, що все більше та більше підвищується (є вже машини з тиском пари близько 130 атм, і нема жодних перешкод до здійснення машини й на вищий тиск). Конденсаційна устава—неодмінна частина сучасної парової машини.

Із сказаного ясно, що парова машина далеко ще не віджила свого віку; вона має значні царини застосування; не дивлячись на досконалість, вона прогресує в своєму розвитку, а тому й вивчати парову машину треба, як і раніше, в усією старанністю, якої може вимагати широко розповсюджений рушій.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Частина I

РОБОТА ПАРИ В ПАРОВІЙ МАШИНІ

1. Зразкові процеси парових машин

§ 5. Цикл Карно

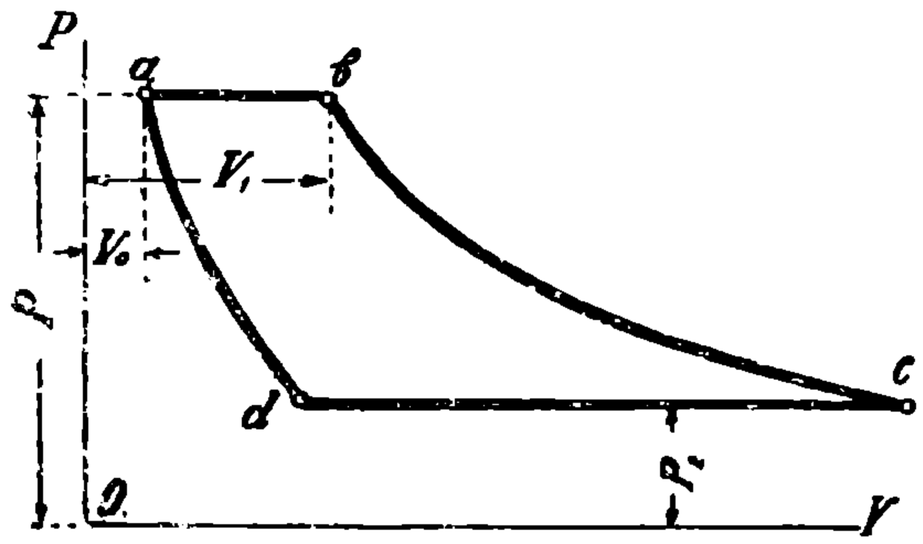
Щоб мати змогу уявлять про міру досконалости роботи пари в машині, треба обрати якийсь процес, що ми його вважатимемо за зразковий та з яким будемо порівнювати дійсний процес парової машини. Сучинник видатности зразкового процесу не може дорівнювати одиниці з причин, зазначених у § 4, і тому такий цикл правильно було б назвати практично-ідеальним циклом.

У всякому разі, вибираючи зразковий процес, треба мати на увазі таке:

1) сучинник видатности циклу повинен бути достатньо високий;

2) цикл із певним наближенням повинен задовольняти можливості здійснити його і до того ж усією практичною доцільністю;

3) цикл слід обрати так, щоб за його допомогою можна було б порівнювати між собою найрізнорідніші машини.



Фіг. 5. Цикл Карно.

Власне кажучи, немає таких процесів, щоб задовольняли усім цим вимогам, і ми розглянемо ряд зразкових циклів, які лише почасти підходять до наших вимог.

Найудосконаленіший з термодинамічного погляду є цикл Карно. У застосуванні до водяної пари цей цикл складається з таких окремих процесів (фіг. 5), про які ми покищо припускатимемо, що вони відбуваються всі в циліндрі парової машини.

1. Випаровування води температурою t_1, що перебуває під тиском p_1, та має об'єм V_0; перетворення її на пару тієї самої температури (t_1) та відповідного їй того самого тиску (p_1).

Процес відбувається при постійній температурі і на діяграмі в координатах pv він виображається ізотермою ab. Відтинок V_1 являє собою об'єм одержаної пари.

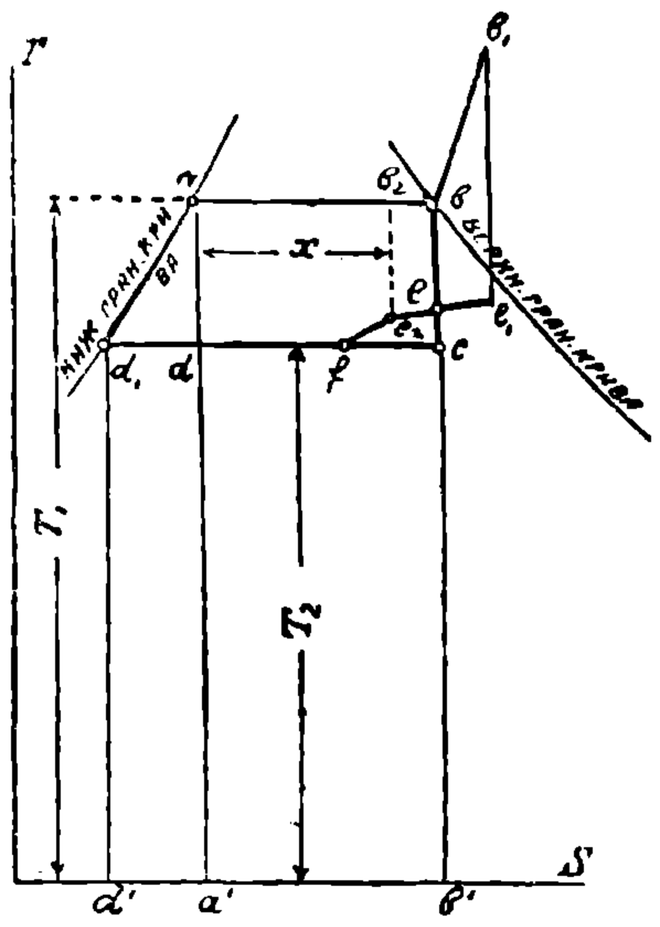
2. Адіябатичне розширення пари до кінцевого тиску випускання p_2 з відповідною йому температурою t_2. Адіябату розширення подано кривою bc, якщо припустити, що стінки парового циліндра абсолютно нетеплопровідні.

3. Виштовхування пари в посудину (конденс тор) з постійним тиском p_2 та температурою t_2 — (або ізотермічний відвід тепла, під час якого частина пари конденсується. На діяграмі матимемо лінію cd.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

4. Адіябатичний стиск суміші води й пари по кривій *da*. Початок стиску вибирають в таким розрахунком, щоб наприкінці цього процесу знову мати воду з температурою t_1, та під тиском p_1.

Практично процес може здійснюватися так. Випарювання води відбувається в паровику, і лінія *ab* на діяграмі показує об'єм пари, впущеної до циліндра машини. Лінія *bc* виображає розширення пари в циліндрі, лінія *dc* — випуск пари з нього. У дійсних машинах, проте, вся пара перетворюється на воду в конденсаторі, а потім її подає в паровик живильний смок, хоч і під тиском p_1, але при температурі t_2 а не t_1. А для адіябатичного стиску суміш води та пари, як цього вимагає цикл Карно, потрібно було б мати спеціяльний компресор з надзвичайно великою витратою потужности на його роботу. Термодинамічна користь такого компресора була б зовсім зведена нанівець погіршенням механічного сучинника видатности цілої устави, а тому цикл Карно практично недоцільний. Незалежно від цього, циклу Карно не можна застосовувати до машин, що роблять перегрітою парою, бо при сталому тискові пари лінія *ab* є ізотерма лише для насиченої пари.



Фіг. 6. Ідеальні процеси парової машини в координатах *T-S*.

Сучинник видатности циклу Карно легко визначити, побудувавши його в координатах *TS* (фіг. 6).

На цій діяграмі лінію випаровування буде виображено прямою *ab*, лінію адіябатичного розширення сторчем *bc*, лінію припуску — ізотермою *cd* і лінію стиску—адіябатою *da*. Кількість роботи в теплових одиницях, що втворилася в наслідок циклу, виміряється площею *abcd*, а повну кількість витраченого тепла — площею abb^1a^1. Сучинник видатности процесу (термічний сучин. вид.);

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abcd}{\text{пл. } abb^1a^1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \qquad (1)$$

Якщо, наприклад, абсолютна температура пари в паровику

$T_1 = 484°$;

($p_1 = 20$ ата), а конденсаторі

$T_2 = 333°$;

($p_2 = 0{,}2$ ата), то:

$$\eta t = \frac{484 - 333}{484} = 0{,}312.$$

Як ми побачимо далі, величину цього сучинника слід вважати за високу та недосяжну під час інших циклів.

§ 6. Ренкінів цикл [1]

Англійське товариство інженерів прийняло цей цикл за зразковий; він наближається до дійсного процесу в машині, якщо не враховувати втрат, зв'язаних з дроселюванням пари, теплопровідністю стінок циліндра та шкідним простором.

У Ренкіновому процесі припускається: 1) адіябатичне розширення пари до тиску випускання, 2) живлення паровика водою з температурою випускної

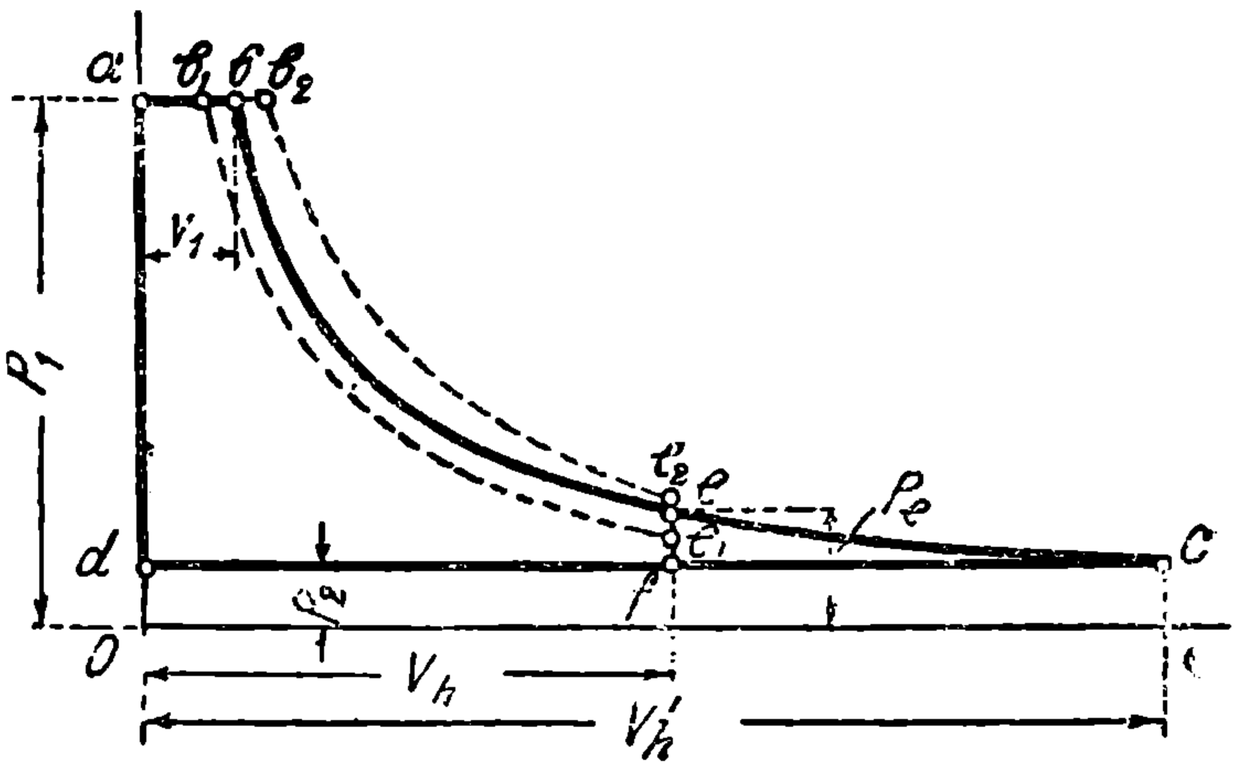
[1] Прозвище Клявзіюс - Ренкіна.

НБ УДУНТ (ДІТ)

пари, 3) різність тиску та температури пари в паровику з тиском та температурою під час надходження до циліндра, 4) рівність тиску та температури пари під час випуску з циліндра з тиском та температурою в конденсаторі, 5) відсутність будь-яких утрат, зв'язаних з витіканням пари, дроселюванням її тощо.

Правил 3 та 4 не завжди додержують, і часто приймають за тиск впуску на діяграмі Ренкінового циклу—тиск пари перед машиною, а за тиск випуску—тиск пари безпосередньо за машиною.

Ренкінів тиск у координатах pv подано на фіг. 7. ab виображає лінію випуску (випаровування, коли вважати, що ввесь цикл відбувається в циліндрі машини), bc — адіябатичне розширення пари до тиску p_2, cd — лінію випуску



Фіг. 7. Ренкінів цикл.

та конденсації пари, до того ж відмінно від циклу Карно, в точці d уся пара перетворюється на воду, da — стискання води до початкового тиску p_1 та пересмоковування її в паровик, де вода нагрівається до температури t_1 та випаровує.

У координатах TS Ренкінів цикл виображається площею $abcd$ (фіг. 6). Робота пари за Ренкіновим циклом більша від роботи за циклом Карно (площа $abcd_1$, більша за площу $abcd$), але сучинник видатности першого циклу менший за другий: щоб мати порівнюючи невелику корисну площу add_1, доводиться витрачати додаткову кількість тепла, яка виміряється площею $aa'd'd_1$. Термічний с. в.

$$\eta_t = \frac{\text{пл. } abcd_1}{\text{пл. } abb\,d'd_1} < \frac{\text{пл. } abcd}{\text{пл. } abb\,d'}$$

Величину сучинника η_t найпростіше та найточніше можна визначити за допомогою $i - s$ діяграми.

Назвімо роботу 1 кг пари, виображену площею $abcd$ (фіг. 7) — L, тепловміст пари під час упуску — i_1, під час випуску — i_2.

Тоді:

$$AL = i_1 - i_2;$$

$$\eta_t = \frac{AL = i_1 - i_2}{i_1 = q_2 - i_1 - q_2} \qquad (2)$$

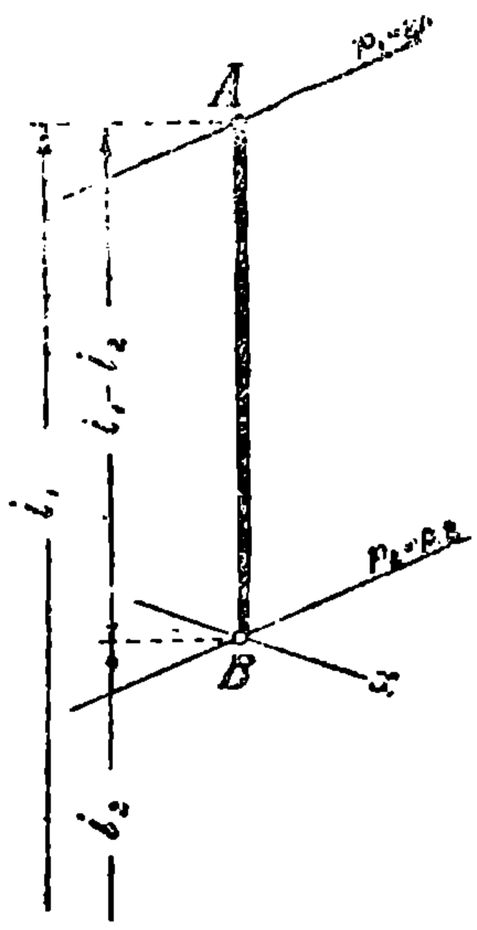
де q_2 — тепло живильної води, що в даному разі відповідає температурі t_2 в конденсаторі.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

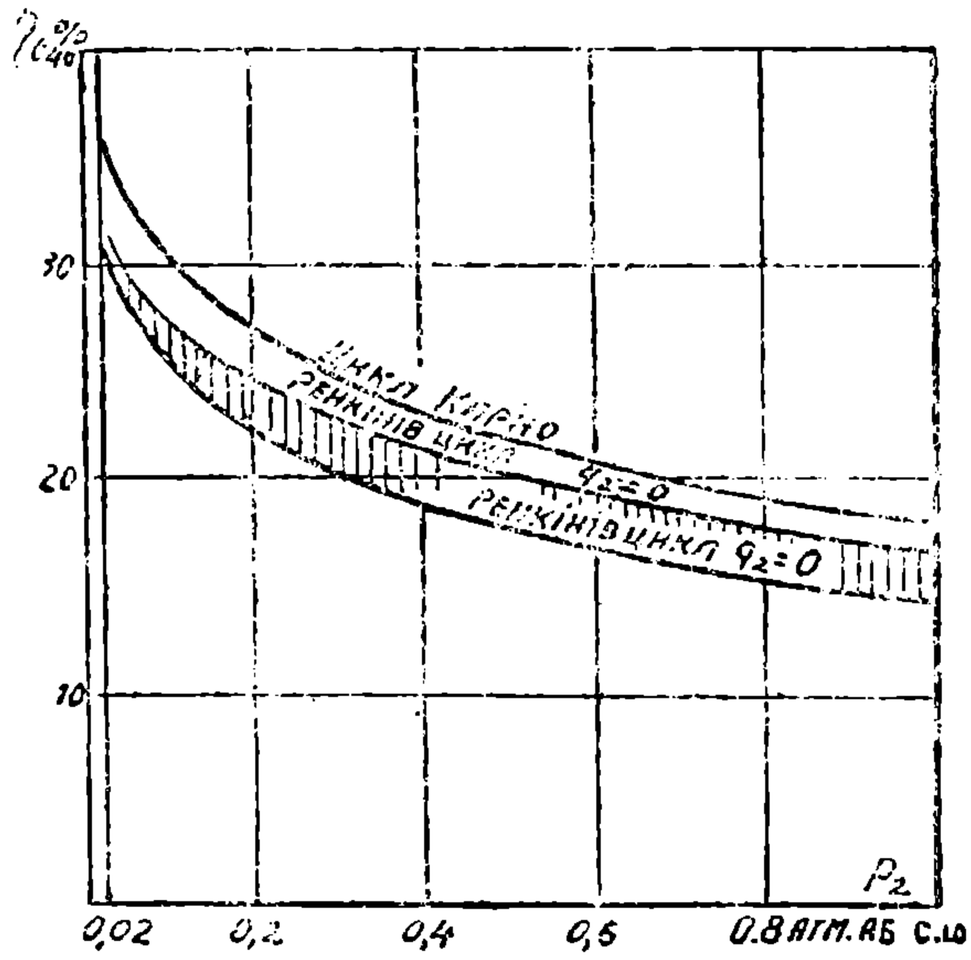
Спад тепловмісту під час адіябатичного розширення на $i - s$ діяграм (фіг. 8) подається відтинком AB. А для тих числових вартостей, що ми узяли для циклу Карно ($p_1 = 20$ ата), $p_2 = 0{,}2$ ата), знайдемо для Ренкінового циклу

$$i_1 = 668 \text{ кал/кг}^{1}$$
$$i_2 = 498 \quad »$$
$$q_2 = 60 \quad »$$
$$\eta_t = \frac{668 - 498}{668 - 60} = 0{,}28$$

Щоб з'ясувати, яким чином впливає порожня (вакуум) в конденсаторі на термічний сучинник видатности, побудуємо криву залежности η_t від p_2. побудову виконано на фіг. 9. Верхня крива стосується циклу Карно. Середню



Фіг. 8. Адіябатичне розширення пари в координатах i—s.



Фіг. 9. Залежність термічного с. в. від тиску випуску.

криву побудовано за формулою (2), розуміючи під q_2 тепло течива при температурі t_2. Нижня крива дасть ту саму залежність, але в припущенні, що температура живильної води дорівнює 0° та, значить,

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1}$$

А щодо p_1, то в усіх випадках його взято 10 ата.

З діяграми видно, що η_t збільшується із збільшенням порожні (вакуума), при чому теоретична корисність високої порожні особливо значна в останньому випадку.

Підвищення тиску під час упуску дуже сприятливо відбивається на термічному сучиннику видатности.

Як видно в фіг. 10. побудованої для насиченої пари та різних протитисків η_t хутко збільшується з підвищенням тиску гострої пари до 20 атм. Далі збільшення η_t посувається загальним темпом, особливо при тискові понад 80÷100 атм. Максимальної вартости η_t досягає під час тиску в 180 ÷ 200 атм (останні цифри приблизні, тому що немає ще точних дослідів властивостей пари цього тиску). Проте, слід відзначити, що з підвищенням тиску від 80 до 180 атм η_t збільшується лише на 1,5%.

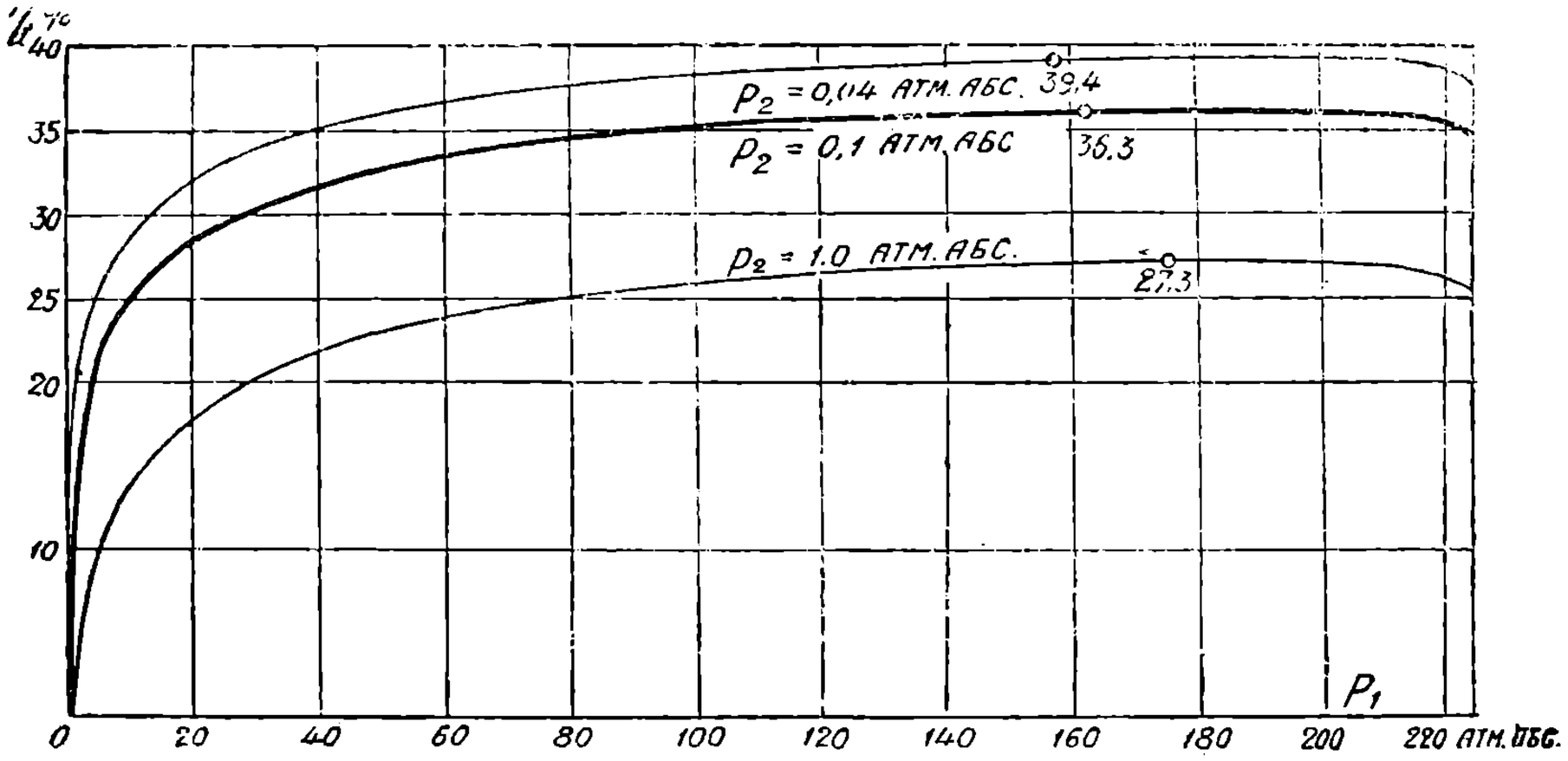
---

[1] Величини тепловмісту взято за i — s діяграмою, прикладеною до «Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf» von R. Mollier. 1928.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

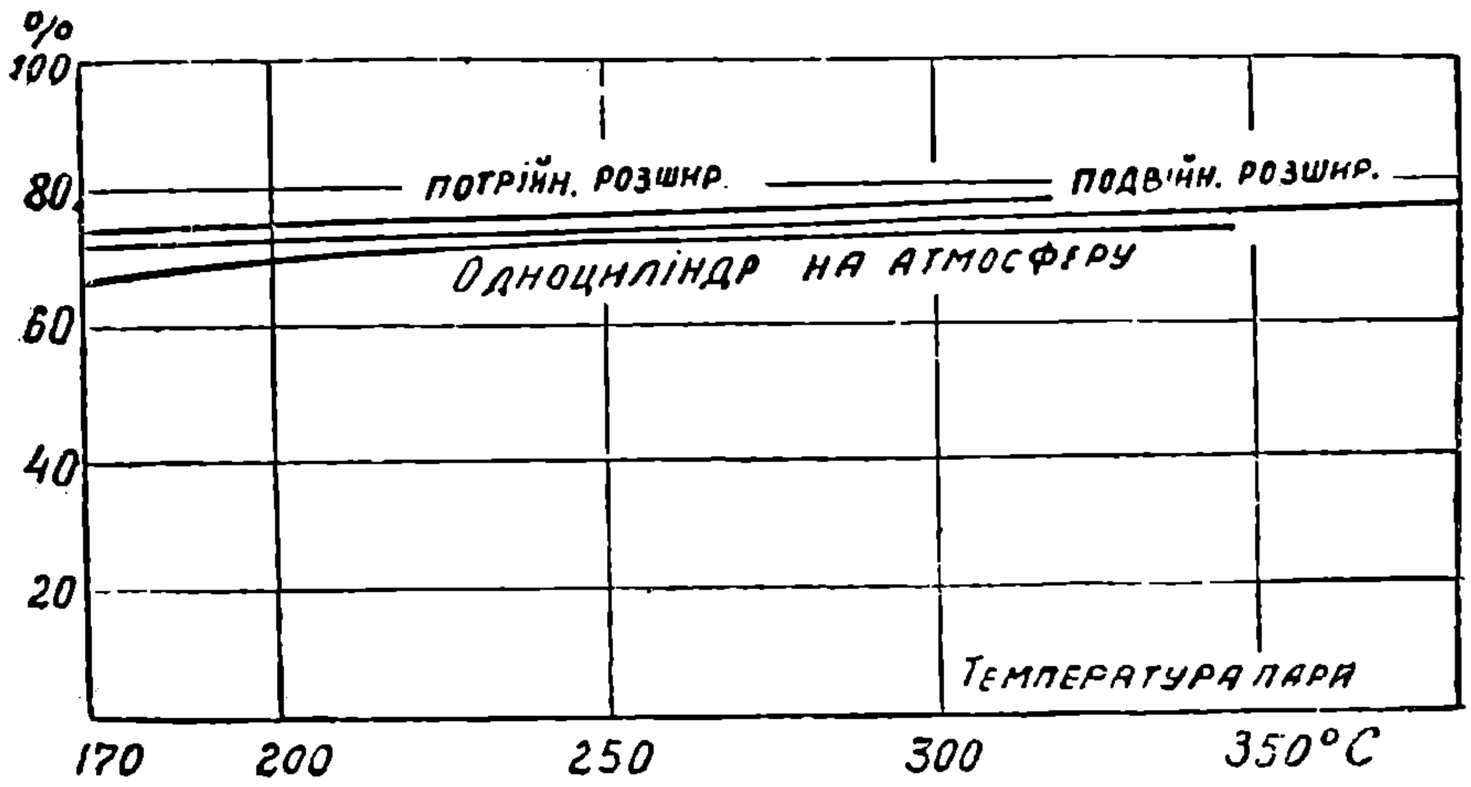
Теоретичну користь застосування перегрітої пари показано на фіг. 11. Тут побудовано криві для η_t у функції міри перегріву (різниці температур перегрітої та насиченої пари) для випадків роботи на конденсацію (верхня крива) та на атмосферу. В обох випадках $p_1 = 10$ ата.

З цього та попереднього графіків ясно, що підвищення тиску теоретично корисніше за перегрів пари.



Фіг. 10. Залежність термічного с. в. від тиску гострої пари.

Про справжню корисність застосування пари високого тиску, перегрітої пари та конденсації буде сказано нижче.



Фіг. 11. Залежність термічного с. в. від температури гострої пари.

Щоб з'ясувати максимальні величини сучинника видатности Ренкінового циклу, наводимо ще такі дані: для $p_1 = 180$ ата, $t_1 = 500°$, $p_2 = 0,1$ ата;

$$i_1 = 785 \text{ кал/кг}; \; i_1 - i_2 = 314;$$
$$q_2 = 45 \text{ кал/кг};$$
$$\eta_t = 0,425.$$

Для тих самих вартостей p_1 та t_1, а $p_2 = 0,02$ ата

$$i_1 = i_2 = 353 \text{ кал/кг};$$
$$\eta_t = 0,46.$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

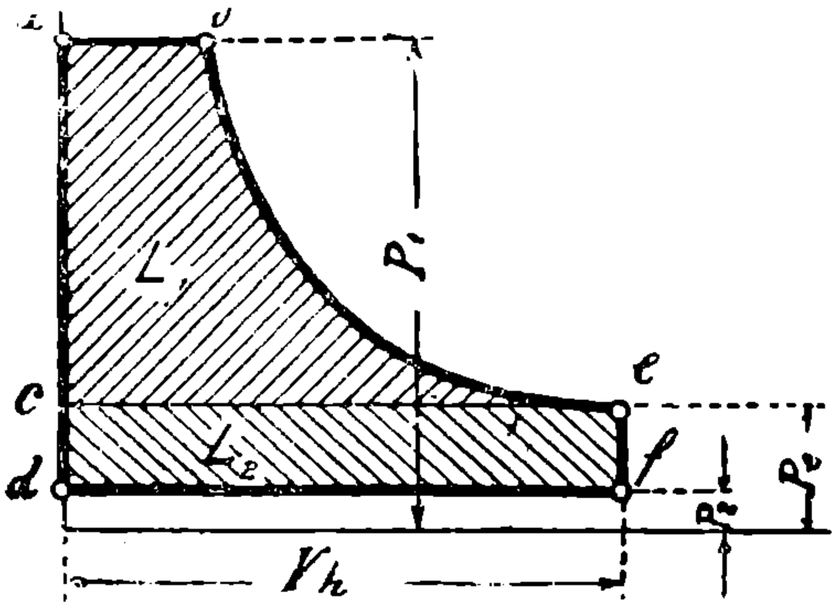
Остання цифра є максимальна для ідеального парового рушія, що робить за Ренкіновим циклом у крайніх практичних припустимих межах тиску та температури пари.

Ренкінів цикл, як зразковий процес, має ту хибу, що через асимптотичний характер кривої розширення об'єм парового циліндра, пропорційний довжині діяграми в координатах *pv*, виходить надмірно великий. Коли кінчається розширення в точці *e*, робочий об'єм циліндра значно зменшується за рахунок втрати лише невеликої площинки *ecf* діяграми (див. фіг. 7).

§ 7. Майєрів цикл

Керуючись вищесказаним, проф. Майєр запропонував вважати за зразковий процес для парових машин скорочений Ренкінів цикл.

Майєр при цьому зазначає, що досягти повного розширення пари в циліндрі для конструктора не становить якихось труднощів. Проте, машини з повним розширенням не вигідні, через збільшення вартости машин із збільшенням розмірів циліндра та через збільшення низки втрат, зв'язаних з об'ємом циліндра. За зразковий цикл слід вважати процес не тільки теоретично, але й економічно вигідний; на думку проф. Майєра таким циклом буде виображений діяграмою *abcfd* на фіг. 7.



Фіг. 12. Майєрів цикл.

Придатність процесу Майєра як зразкового (практично-ідеального) потверджує Спілка німецьких інженерів і її зафіксовано в «Нормах для випробів парових машин». При цьому в зразковій діяграмі беруть ту саму міру розширення, що й у дійсній машині, але процес будують припускаючи, що нема втрат, зв'язаних з дроселюванням, витіканням пари, впливом шкідного простору (немає стискання пари) та з теплопровідністю стінок циліндра.

У координатах *TS* Майєрів цикл виображається діяграмою $abef d_1$ (фіг. 6). Порівнюючи з Ренкіновим циклом тут є втрата тепла, яка й означається площинкою *ecf*, обмеженою згори ізоплерою *ef*.

Якщо пара волога (з мірою сухости), то розширення пари виображається адіябатою b_2e_2. В разі роботи перегрітою парою, стан пари при впускові виобразиться кривою abb_1, а ціла діяграма вимірюватиметься площею $abb_1e_1fd_1$. Криві розширення вологої та перегрітої пари виображено на фіг. 7 у формі адіябат b_1e_1 та b_2e_2.

Через те, що площа Майєрової діяграми (фіг. 12) може бути поділена на площі *abec* та *cefd*, то роботу цього процесу найпростіше вирахувати за допомогою $i - s$ діяграми.

Площа *abec* являє собою роботу адіябатичного розширення пари від тиску p_1 до тиску p_e з відповідним спадом теплоємности від i_1 до i_e.

Тому для 1 кг пари, яка розширюється

$$L_1 = \frac{i_1 - i_2}{A}$$

Якщо v_e — питомий об'єм пари в точці *e*, то

$$L_2 = (p_e - p_2)\, v_e.$$

Питомий об'єм пари наприкінці розширення

$$v_e = x\,(v_e)s$$

де x — міра сухости — її знаходять за $i - s$ діяграмою для точки *e*, $(v_e)s$ — питомий об'єм сухої насиченої пари — знаходять за таблицями для тиску p_e.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Якщо в точці e пара ще перегріта, то

$$v_e = \frac{0{,}00471 \cdot T_e}{p_e} - 0{,}016 \text{ мт}^3/\text{кг}$$

T_e — абсолютна температура; p_e — в кг/см^2.
Уся робота процесу в кг/м.

$$L = L_1 + L_2 = 427\,(i_1 - i_e) + 10000\,(p_e - p_2)\,v_e \qquad (3)$$

Термічний сучинник видатности

$$\eta_t = \frac{A\,L}{i_1 - q_2} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - q_2} + \frac{10000\ (p_e - p_2)\,v_e}{427\,(i_1 - q_2)} \qquad (4)$$

Для того, щоб спростити вирахунки під час знаходження η_t, на фіг. 13 [1] дані вартості величини

$$B = \frac{10000\ (p_e - p_2)\,(v_e)_s}{427},$$

які легко визначаються, як ординати нарисованих на графіку кривих у функції тиску p_e, відкладеного по осі абсцис.

Користаючись формулою (4), величину B слід помножити на міру сухости пари x наприкінці розширення та поділити на $i_1 - q_2$. Величина $\frac{Bx}{i_1 - q_2}$ і являє собою другий член формули.

Приклад. Визначити сучинник видатности Майєрового циклу для машини, що робить при таких даних:

$p_1 = 20$ ата (пара насичена)
$p_2 = 0{,}2$ »
$p_e = 1{,}2$ »

Із діяграми i — s знаходимо:

$i_1 = 668$ кал/кг
$i_e = 555$ » /кг

Із таблиць для пари:

$q_2 = 60$ кал/кг

Питомий об'єм сухої насиченої пари при тискові $p_e = 1{,}2$ ата (за таблицями)

$$(v_e)_s = 1{,}46 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Міра сухости пари наприкінці адіябатичного розширення (із i — s діяграми)

$$x = 0{,}84.$$

Питомий об'єм пари наприкінці розширення:

$$v_e = x\ (v_e)_s = 0{,}84.\ 1{,}46 = 1{,}23 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Сучинник видатности циклу.

$$\eta_t = \frac{668 - 555}{668 - 60} + \frac{10000\ (1{,}2 - 0{,}2)}{427\ (668 - 60)} \cdot 1{,}23$$

$$\eta_t = 0{,}186 + 0{,}047 = 0{,}233$$

---

[1] Запозичено з книги Gutermuth-Watzinger. Die Dampfmaschine. Banb III, стор. 224.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(порівняти із сучинником $\eta_t = 0{,}28$ Ренкінового циклу, вирахуваним у попередньому параграфі для тих самих даних).

Користуючись графіком на фіг. 13, другий член формули (4) можна визначити простіше. Із графіка

$$B = 34 \text{ кал/кг}$$

Тому:

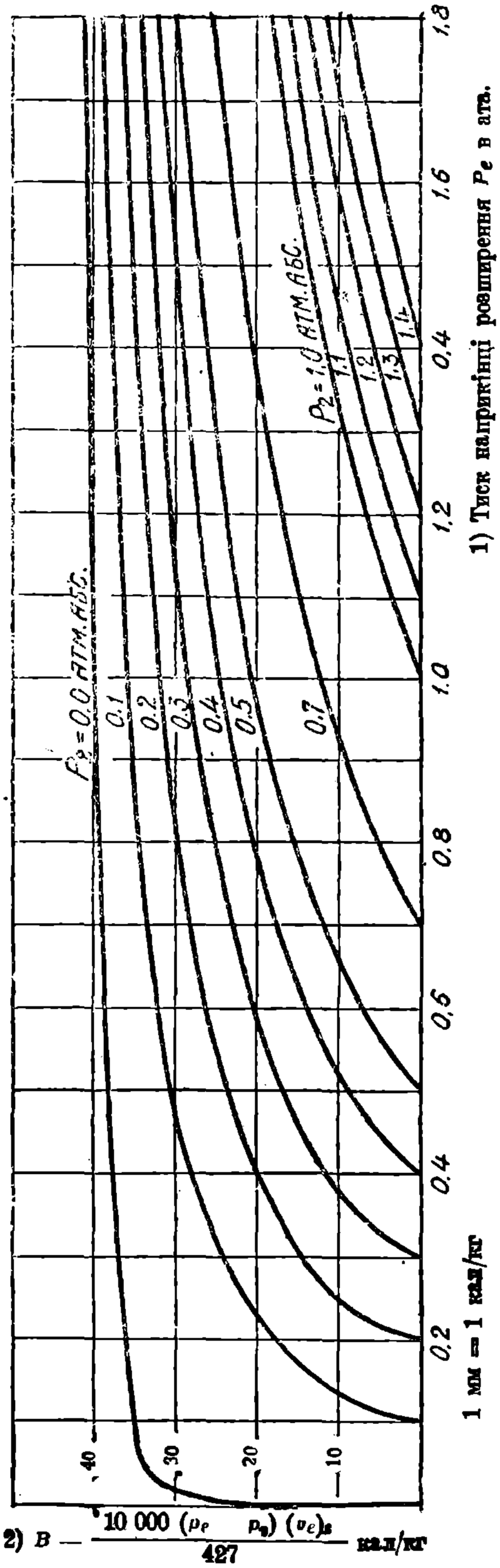
$$\frac{Bx}{i_1 - q_2} = \frac{34 \cdot 0{,}84}{608} = 0{,}047$$

Сучинник видатности Майєрового циклу змінюється приблизно за тими самими законами, що й для Ренкінового циклу, а тому все сказане в § 6 відносно вигідности конденсації пари високого тиску та перегрітої пари цілком придатне й для Майзрового процесу.

Слід відзначити, що й Майєрів цикл не цілком задовольняє вимогам, поставленим до зразкового процесу.

Хайльман та Дерфель[1] показали, що при малій мірі наповнення площа теоретичної діяграми, побудованої за Майєром, може вийти меншою за площу дійсної діяграми, через крутіший спад кривої розширення та можливість втворення петлі від'ємної роботи наприкінці розширення. Відношення площі дійсної діяграми до площі теоретичної (сучинник повноти або відносний сучинник видатности) при цьому виходить більшим за одиницю, що, безумовно, неможливо.

Хайльман пропонує взяти за зразковий процес такий самий, як у Майєра, але з тим, щоб тиск наприкінці розширення p_e в теоретичній діяграмі був би такий самий, як і в дійсній, і, таким чином, цей тиск, а не міра наповнення, як у Майєра, був би за основину під час побудови зразкової діяграми.



Фіг. 13. Графік, щоб знаходити величини

Із сказаного ясно, що питання про вибір зразкового процесу не може вважатися за остаточно розв'язане, але з усіх циклів, запропонованих до цього часу, Майєрів цикл є найприйнятливіший.

[1] Див. Z. d. V. J. 1906 р. та «Technische Blätter» 1916 р.

НБ УДУНТ (ДІТ)

2. Дійсний процес парової машини

§ 8. Втрати на пропуски пари та промінювання

Не вся кількість пари, впущеної в парову машину бере участь в її роботі. Пара може витікати в органах паророподілу та в паровому циліндрі. У першому разі, через нещільності паророподільчого органу, гостра пара перетікає або в паровий циліндер у моменти, що йдуть за відсіччю, або (що звичайно буває в сувакових машинах) безпосередньо в паровипускну трубу. У другому разі пара витікає з однієї порожнини циліндра в другу, через нещільне прилягання толока (вірніше—толокових кілець) до стінок циліндра. Деякий витік пари буває також через защільники, продмухні та індикаторні ґранти та інший риштунок. В останніх випадках витік легко усунути, бо видний відбувається через частини, легко приступні зокола.

Пропуски пари органами паророподілу залежать, головне, від конструкції та міри спрацьованости останніх. Найбільший витік може бути при плоских защільникових розподілах, найменший при циліндричних (толокових) суваках та толокових хлипаках. Найбільше спрацьовуються при цьому також плоскі суваки. Частий огляд розподільчих органів, шабрування або притирання їх (хлипаки слід притирати в гарячому стані) дуже зменшує пропуски пари.

Витік пари в циліндрі залежить найбільше від діяметра циліндра та різниці тисків по обидва боки толока. Коли збільшуються обидва ці фактори, збільшуються й пропуски пари. Отже, витік збільшується із зменшенням тиску випуску, і ця обставина до деякої міри обмежує можливість застосування високих вакуумів у толокових машинах. Слід відзначити, що в прямотечійних машинах, через довгий толок з великим числом кілець, витік пари в циліндрі не такий великий.

Спрацьовування стінок парового циліндра, звичайно нерівномірне, що супроводиться овалізацією циліндра, в значній мірі підвищує пропуски пари. Доводиться періодично розточувати циліндри, перемінюючи при цьому й толок. Товщина стінки циліндра повинна бути розрахована на можливість кількох розточувань.

Перегріта пара, як відомо, у порівнянні з насиченою має більшу текучість; проте, ряд досвідів показує, що машини, які роблять перегрітою парою, показують, пересічно менші втрати від пропусків, ніж машини для насиченої пари. Пояснюється це вдосконаленішою конструкцією та виконанням машин, призначених на перегріту пару. Цікаво відзначити, що коли переходять на роботу насиченою парою, пропуски в машині можуть збільшитися, бо, через зміну температури та неоднакове розширення окремих частин від нагріву, розладновується щільність їхнього прилягання. Безумовно, вживаючи перегрітої пари, доводиться дуже старанно дбати про доцільність конструкції органів розподілу, яка допускає вільне розширення їх без жолоблення, та і про щільне припасовування їх.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Ґрабак визначає втрати на пропуски пари в одноциліндрових машинах формулою:

$$D_t''' = \frac{8.8}{\sqrt{N_t c_m}} + \frac{1}{2c_m} \qquad (5)$$

де позначають:

D_t''' = кількість пари в кг/год., що витрачається через нещільності, віднесена до одного індикаторного механічного коня машини (визначення індикаторної потужности див. у § 14);

N_t — індикаторна потужність машини в мех. конях;

c_m — пересічна швидкість толока в м/сек.

Та обставина, що пропуски пари збільшуються із зменшенням потужности машини, пояснюється більшою старанністю виготовлення великих машин.

У машинах двократного розширення втрати на пропуски пари становлять 0,8, а в машинах потрійного розширення — 0,64 від поданої в формулі (5) вартости. Це обумовлюється меншою різницею тисків у кожному з циліндрів та використанням у циліндрі низького тиску пари, що витекла з циліндра високого тиску. У машинах на перегріту пару величина D_t''' становить 0,75 від вартости, поданої для машин на насичену пару.

Через теплопровідність стінок циліндра постає втрата на промінювання. З цією втратою успішно борються, обшиваючи циліндер матеріялами, що погано проводять тепло. До них належать азбест, повсть, інфузорна земля (кізельґур), повітряні прошарки. Звичайно циліндер обмазують азбестовою масою, обгортають повстю та на деякому віддаленні від останньої обшивають ґлянцевим воронованим залізом.

§ 9. Спадання тиску під час впуску

Тиск упуску в початковій точці індикаторної діяграми завжди нижчий від тиску в паровику. Пояснюється це низкою опорів на дорозі пари від паровика до циліндра машини.

Перш за все слід відзначити спад тиску в паропроводі, що витрачається на перемагання опорів для того, щоб підтримати початкову швидкість пари. Опір обумовлюється шерехатістю стінок паропроводу.

За досвідами Еберле спад тиску в паропроводі можна визначити формулою:

$$\Delta p = \frac{10{,}55}{10^8} \quad \frac{l}{d} \gamma w,^2 \qquad (6)$$

де Δp — спад тиску пари в кг/см²,

l — довжина паропроводу в метрах,

d — діяметр його в метрах

γ — питома вага пари в кг/м³

w — швидкість протікання пари в м/сек.

Коли в паропроводі є вентилі, довжину його l слід збільшити на 16,4 м на кожен вентиль, бо за досвідами Еберле втрата тиску в вентилі з прохідним отвором, рівним з перекроєм паропроводу, дорівнює втраті в прямій трубі в 16,4 м завдовжки.

Із формули (5) виходить, що спад тиску дуже залежить від швидкости пари, а остання зв'язана із швидкістю толока в паровому циліндрі. Тому, лінія впуску трохи знижається в міру збільшення швидкости толока, яка збільшується від мертвого до середнього положення (див. лінія AB на фіг. 14).

Звичайно в уставах з не дуже довгим паропроводом, спад $p_1 - p_1'$ становить до 0,25 кг/см², але може дійти до 1 кг/см², якщо паропроводи мають значну довжину.

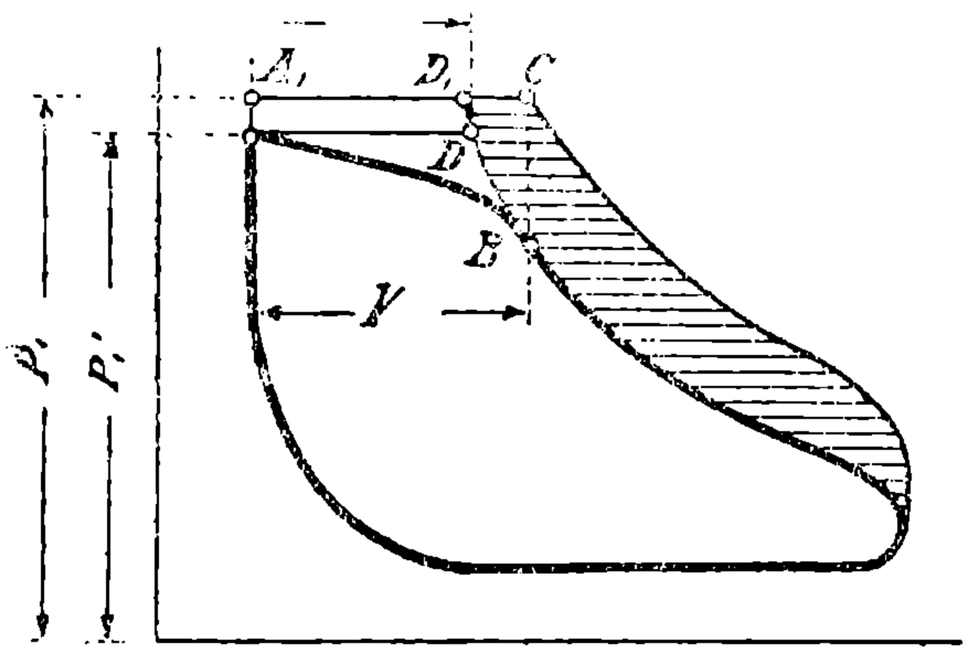
НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли пара входить у циліндер, то тиск її знову зменшується через гальмування під час проходження пароподільчим органом.

За межу припускної швидкости пари (за якою починається практично помітне гальмування) слід вважати:

$$w_{max} = 70 \text{ м/сек для насиченої пари,}$$
$$w_{max} = 100 \text{ м/сек для перегрітої пари.}$$

Під час гальмування пари тепловміст її не змінюється, а тому пара висушується або перегрівається. Проте, роботоспроможність пари при цьому зменшується, що ясно з розгляду процесу гальмування на i —s діяграмі (фіг. 15). Суха насичена пара, що адіябатично розширилася від $p_1 =$ = 12 ата до $p_2 = 0{,}2$ ата, мала спад тепловмісту, який вимірюється відтинком AB.



Фіг. 14. Спад тиску під час впуску.

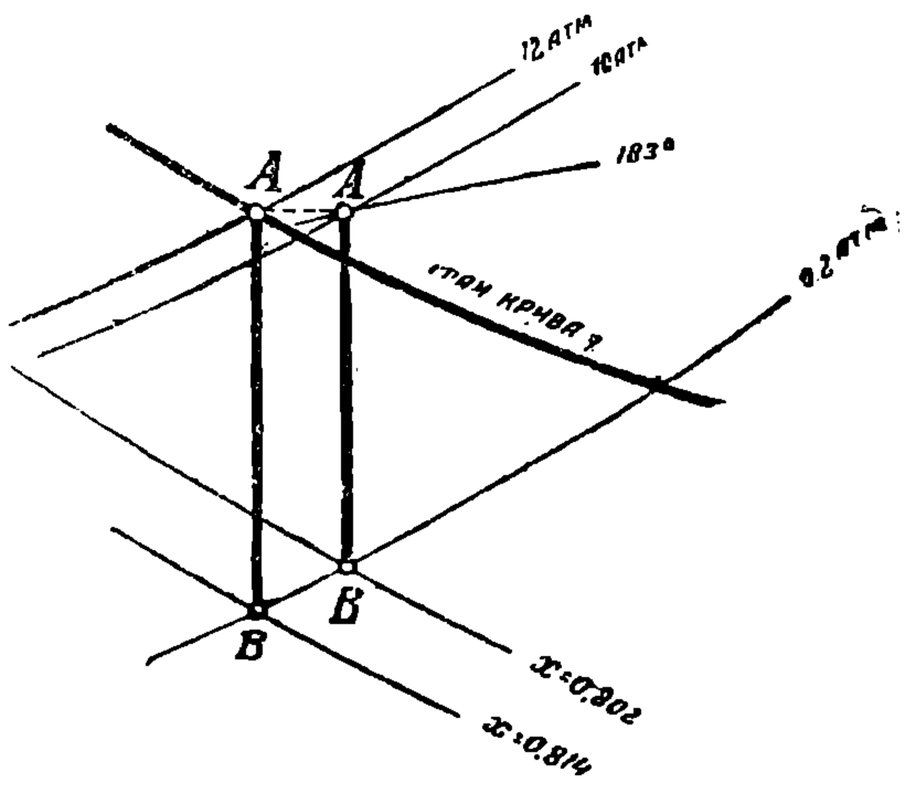
$$i_1 - i_2 = 152 \text{ кал/кг.}$$

Під час гальмування пари із зниженням її тиску до 10 ата спад теплоємности вимірюється меншим відтинком A_1B_1, до того ж

$$i_1 - i_2 = 148 \text{ кал/кг}$$

Температура гострої пари підвищилася до 183°, себто пара вийшла перегріта на 4°, а в спрацьованій парі міра сухости збільшилася з 0,802 до 0,814.

Через те що з перегріванням пари зменшилась втрата на початкову конденсацію (див. дальший параграф), то дійсне збільшення витрати пари від гальмування менше, ніж то виходить із вищенаведеного розрахунку.



Фіг. 15. Дроселювання пари.

Дроселювання в пароподільчому органі, так само як і спад тиску в паропроводі, відбивається на індикаторній діяграмі похилим характером лінії впуску та закругленим переходом її в лінію розширення (див. фіг. 14). Останнє пояснюється значним гальмуванням наприкінці впуску, коли для проходження пари залишається лише вузька щілина.

Слід відзначити, що наповнення машини вимірюється відтинком V, та було б неправильно встановити розподіл на момент відсічі в точці D, що втворюється перетином поземої лінії впуску з лінією розширяння. Величина V' є теоретичне наповнення машини, що з нього виходять, під час побудови діяграми. Якби не було спаду тиску під час упуску, то момент відсічі стався б у точці C і площа діяграми збільшилася б.

Проте, заштрихована площинка не є надбання, бо вона втворилася від збільшення кількости пари (вага пари в точці C більша, ніж у точці B).

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 10. Початкова конденсація пари

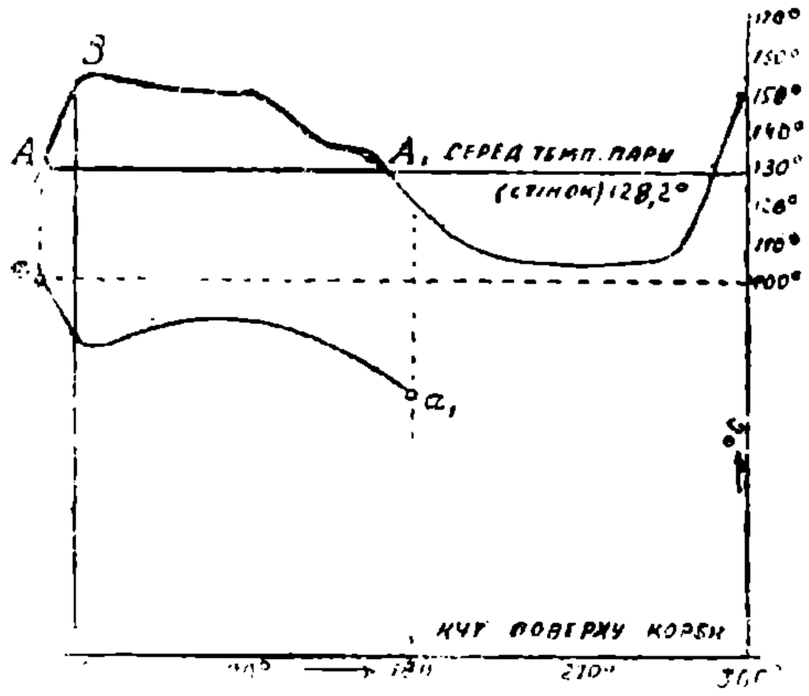
Температура внутрішньої поверхні стінок парового циліндра залежить від температури пари, з якою вона стикається. Під час випуску стінки охолоджуються. До початку впуску температура стінок трохи підвищується, через стискання пари, але все таки залишається нижча за температуру гострої пари.

Тому, пара, входячи в циліндер та зіткнувшись із холодними (звичайно, відносно холодними) стінками, частково конденсується та осідає на них у вигляді роси. Таким чином, ця частина пари витрачається некорисно, не провадячи в дальшому механічної роботи. Постає втрата, яку звуть початковою конденсацією і яка доходить інколи дуже значних розмірів. У машинах, що роблять насиченою парою, втрата від початкової конденсації доходить 20—50% від корисної витрати пари, (що відповідає мірі наповнення на дійсній індикаторній діяграмі).

За час упуску стінки циліндра нагріваються, і звичайно до кінця розширення температура стінок буває вища за температуру пари в циліндрі, що поступово спадає. Пара, яка осіла в вигляді роси, при цьому випаровує. Це явище, що зветься другим випаровуванням, звичайно, не дає жодної користи, бо відбувається при низькій температурі наприкінці розширення; на випаровування витрачається значна кількість тепла, яке віддають стінки циліндра, і це обумовлює значне охолодження їх.

Із викладеного ясно, що початкова конденсація пари являє собою істотну втрату в машині, й до вивчення цього явища слід поставитися найуважніше.

На фіг. 16 подано зміну температури пари в циліндрі машини, що робить насиченою парою на атмосферу. Криву побудовано за даними індикаторної діяграми. Зміну температури віднесено до кутів повороту корби, себто побудовано в вигляді кривої в координатах: температура пари — кут поверту корби.



Фіг. 16. Зміна температури пари в циліндрі: 1) пересічна температура пари; 2) стінок 128,6°; 3) кут поверту корби.

Пересічна вишина площі, обмеженої втвореною кривою, являє собою одночасно пересічну температуру стінок циліндра (на внутрішній поверхні). У наведеному прикладі[1] вона становить 128,2°. На протязі ділянки AA_1 температура пари вища за пересічну температуру стінок і площа ABA_1 може бути названа «полем початкової конденсації».

Візьмімо нижчеподані позначення:

t_{cp} — пересічна температура пари на ділянці ABA_1,
t'_{cp} — пересічна температура стінок (128,2°),
z — час, протягом якого корба проходить шлях AA_1 (в секундах),
F_{cp} — пересічна величина поверхні, з якою стикається пара на шляху AA^1 (в м^2),
k — сучинник теплопередавання між парою та стінками, себто кількість тепла, яку передає пара 1 м^2 стінки протягом 1 секунди, коли різниця температур 1°,
r — тепло випаровування,
G_x — кількість пари, що сконденсувалася на ділянці AA_1 (в кг).

Між зазначеними величинами існує така залежність:

$$G_x r = k\ (t_{cp} - t'_{cp})\ zF_{cp}$$

---

[1] Запозичено з Dubel'я: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. 6 Aufl.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Відціля можна визначити витрату пари на початкову конденсацію за 1 хід машини:

$$G_x \quad \frac{k(t_{cp} - t'_{cp})\, z\, F_{cp}}{r}$$

Для сучинника k К а л л е н д а р та Н і к о л ь с о н дають вартості (для насиченої пари):

$$k \cong 3{,}6$$

Наведений спосіб розрахунку, безумовно, не претендує на достатню точність (особливо можна заперечувати вартість сучинника k), але дає уявлення про суть явища початкової конденсації та про фактори, від яких вона залежить.

За допомогою вищезазначеної методи можна визначити також міру сухости пари в першому-ліпшому місці діяграми. Криву зміну сухости пару нарисовано нижче (aa_1) і вона показує, що пара найдужче відволожується на початку впуску, а на початку розширення сухість збільшується (починається повторне випаровування). У дальшому вологість пари збільшується, бо починає переважати розширення та зв'язане з ним відволожування пари.

Кількість пари, що конденсується, підвищується:

1) із збільшенням різниці температур пари та стінок, через віщо, наприклад, початкова конденсація доходить більших вартостей у машинах з малою мірою наповнення (у них нижча температура стінок);

2) із збільшенням часу, протягом якого відбувається тепловиміна між парою та стінками; тому в швидкорушних машинах втрата на конденсацію менша, ніж у тихорушних;

3) із збільшенням поверхень шкідного простору циліндра, до яких належать: покришка, толок, бічні стінки циліндра та канали для підводу та впуску пару; з цього видно, що шкідний простір повинен бути малий не тільки на об'єм, але й на площу його поверхень;

4) із збільшенням тиску пари, бо тоді зменшується його тепло випаровування.

Слід відзначити також, що передавання тепла до чисто оброблених поверхень менша, ніж до необроблених стінок. Тому навіть і при досить гладкому литві рекомендується обробляти внутрішні поверхні покришок циліндра та поверхню толока.

§ 11. Заходи боротьби з початковою конденсацією пари

а) П а р о в а о б г о р т к а

Щоб підтримувати ввесь час високу температуру стінок циліндра останній оточують кільцевою порожниною, куди впускають гостру пару. Тоді для огріву обгортки проводять спеціяльне відгалуження від головного паропроводу або пара проходить через обгортку до того, як надійти в машину.

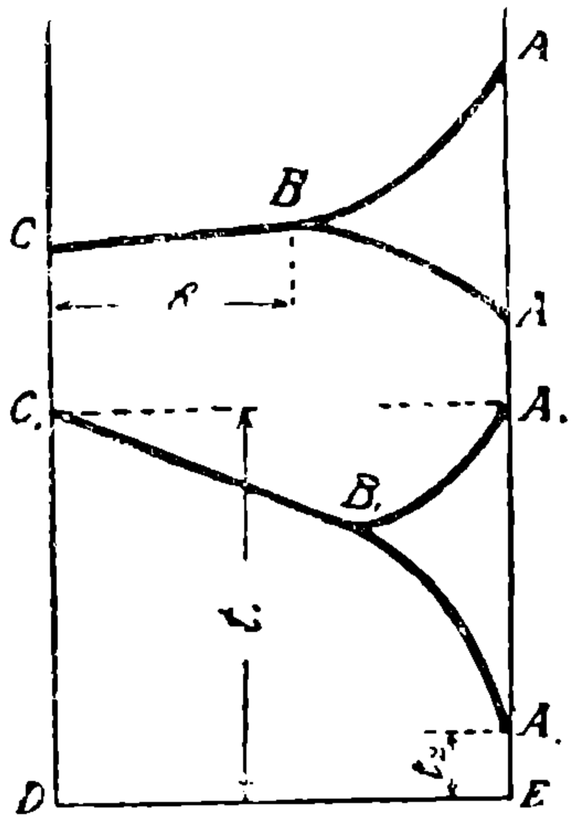
Щоб з'ясувати користь від парової обгортки, розглянемо зміну температури по товщині стінки циліндра.

Теорією Ґ р а с г о ф а та досвідами К а л л е н д а р а та Н і к о л ь с о н а встановлено, що коливання температури буває тільки у внутрішніх шарах стінок, а зовнішні шари мають сталу температуру. Зміну температури по товщині стінки подано на фіг. 17, де DE означає товщину стінки (E — на внутрішній поверхні). Верхні криві виображають зміну температури в стінках машини без обгортки. Галузь ABC стосується моменту наповнення, $A'BC$ — до початку впуску. Починаючи в точки B, на ширину b температура стінки залишається стала; вона трохи знижується до зовнішньої стінки, через промінювання. У нижніх кривих, що стосуються машини з паровою обгорткою, точки A_1 та C_1 містяться на одній вишині, крива $B_1 C_1$ підвищується до зовнішнього

НБ УДУНТ (ДІТ)

боку, точка B_1 наближена до внутрішнього боку. Останнє вказує на те, що в цьому випадку тепловиміна менша, бо менша маса металю, що бере участь у цій виміні.

Коли належно прогріти стінки, то крива розширення наближається до адіябати, а початкова конденсація пари майже зникає. Через те що під час розширення пари температура обігріваних стінок завжди вища за температуру пари, то шар пари, який прилягав до стінок, перегрівається. Ця обставина ще дужче погіршує тепловиміну між парою та стінками, бо перегріта пара має менший за насичену сучинник теплопередавання.



Фіг. 17. Зміна температури стінок циліндра.

Хоч на нагрів стінок циліндра витрачається в паровій обгортці певна кількість тепла, проте, здебільшого вона менша за ту кількість, що втворюється від зниження початкової конденсації. У старих тихорушних машинах, що роблять насиченою парою, заощадження на витраті тепла під застосування парової обгортки становило $4 \div 10\%$, доходячи в виключних випадках до 20%. Особливо корисний нагрів покришок циліндра, на яких початкова конденсація надзвичайно інтенсивна. У сприятливих умовах користь від покришкового нагріву може доходити 30%.

Та обставина, що огрівана пара втрачає тепла в обгортці менше від заощадження через зниження початкової конденсації, пояснюється таким: 1) через малу теплоємність чавуну не треба багато тепла на підтримування високої температури стінок; 2) перегрів шару робочої пари, що дотикається до стінок, про що говорилося вище, утруднює тепловиміну.

Особливо корисний нагрів обгортки не парою, а спрацьованими газами (напр., в льокомобілях). Тут є значне зменшення початкової конденсації та нема жодної витрати тепла на нагрів стінок. На жаль, нагрів обгортки гарячими газами навіть у льокомобільних машинах зустрічає серйозні конструктивні та експльотаційні труднощі, і на сьогодні майже ніде не вживаний.

У сучасних швидкорушних машинах та машинах багатократного розширення, в яких початкова конденсація зменшується з причин, зазначених нижче, економія від застосування парової обгортки незначна. У машинах перегрітої пари, в яких початкову конденсацію зведено до мінімуму, застосування парової обгортки зовсім недоцільне.

б) Збільшення числа обертів

Що більший час, протягом якого відбувається тепловиміна між парою та стінками циліндра то на більшу товщину стінки розповсюджується зміна температури. Дослідами встановлено, що ця товщина зворотно-пропорційна кореневі квадратовому з числа обертів. Якщо за n обертів за хвилину зміна температури поширюється на глибину x, то за n_1 обертів глибина проходження тепла.

$$x_1 = x \sqrt{\frac{n}{n_1}}$$

За дослідами Каллендара та Нікольсона, кількість тепла, яке передає пара за час одного оберту вала 1 м^2 поверхні стінок циліндра

$$Q = 4{,}78 \frac{\tau}{\sqrt{n}},$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

де τ — різниця найбільшої та найменшої температури на внутрішній поверхні стінки (AA' — на фіг. 17), n — число обертів машини.

Таким чином, з підвищенням числа обертів початкова конденсація вменшується. Проте, велике число обертів не завжди придатне для тієї машини—знаряддя, з якою злучено парову машину; з другого боку, із збільшенням швидкости толока збільшується втрата на гальмування пари, або — при достатніх розмірах каналів для проходження пари — збільшується величина шкідного простору та зв'язані з ним утрати.

в) Чотири шляхи для пари

У машинах із суваковим розподілом пара входить у циліндер і виходить із нього одним і тим самим каналом, звичайно досить довгим. У цьому каналі, до того ж необробленому, пара в великій мірі конденсується. Трохи задовільніші наслідки дає конструкція з двома шляхами для пари в кожній порожнині (чотири шляхи в циліндрі), яку застосовують у хлипакових ґрантових розподілах. У цьому випадку для впуску та випуску пари є окремі канали, при чому канал для впуску менше охолоджується за період випуску, ніж у суваковых машинах. Проте, втрата від початкової конденсації тут менша лише в тому випадку, коли поверхня шкідного простору («шкідні поверхні») не більша, ніж у суваковій машині, а цією обставиною конструктори часто нехтують.

г) Багатократне розширення пари

Машини з багатократним розширенням мають менші втрати від початкової конденсації, порівнюючи з машинами одноциліндровими. Це пояснюється так:

1) різниця температур під час впуску та випуску пари з циліндра високого тиску менша, ніж у разі одноциліндрової машини, а в циліндрах середнього та низького тиску ця різниця зовсім незначна та спричиняє мінімальну початкову конденсацію;

2) пара, що вдруге випарувала в ц. в. т., може бути використана на роботу в дальших циліндрах;

3) шкідні простори в ц. в. т. менші ніж у одноциліндровій машині однакової потужности відносно об'ємів циліндрів;

4) міра наповнення ц. в. т. більша за міру наповнення одноциліндрової машини в тому самому відношенні.

За Грабаком втрата від початкової конденсації в машинах подвійного розширення становить близько 0,8, а в машинах потрійного розширення — близько 0,65 від цієї самої втрати в машинах одноциліндрових.

ґ) Перегрівання пари

Застосування перегрітої пари є найнадійніший засіб у боротьбі з початковою конденсацією.

Теоретичну користь перегрітої пари висвітлено в § 6. Тут наведемо ще таблицю[1] термічних сучинників видатности Майєрового процесу, вирахуваних для різних тисків впуску, для тисків випуску $p_2 = 0{,}1$ ата та для тиску наприкінці розширення $p_e = 0{,}7$ ата.

Тиск впуску p_1 =	3	6	8	10	13	16	20 ата
Для насич. пари η'_t =	0,142	0,179	0,190	0,203	0,216	0,226	0,238
Для перегрітої (350°) пари η_t =	0,171	0,198	0,210	0,221	0,232	0,239	0,252
Різниця $\eta_t - \eta'_t$ =	0,029	0,019	0,020	0,018	0,016	0,013	0,014
Вигода в % $\frac{\eta_t - \eta'_t}{\eta_t}$ =	20,4	10,6	10,5	8,9	7,4	5,7	5,9

[1] Див. Schüle, Thermodynamik. I. Band.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Для вживаних тисків пари та для високого перегріву (350°) теоретична користь витрати пари становить $6 \div 10\%$. Під час роботи на атмосферу вигода виходить значніша.

Проте, зазначені цифри зменшення витрати пари не виправдали б витрат та деяких незручностей у роботі, зв'язаних із застосуванням перегрітої пари. Дійсна вигода перегріву більша, бо не тільки збільшується сучинник видатности ідеального процесу, але зменшується втрата, зв'язана із здійсненням цього процесу.

Стикаючись із холодними стінками, перегріта пара не конденсується, а лише втрачає своє тепло перегріву. Пара починає конденсуватися тільки після переходу в насичену. Тому якщо пара перегріта на стільки, що при взаємочині із стінками, вона залишається ще перегріта (хоч і меншої температури), то початкової конденсації, як такої, взагалі не буває. Буває лише втрата деякої частини тепловмісту пари. Проте, ця втрата значно менша за ту, що буває під час роботи насиченою парою.

Треба мати на увазі, що початкова конденсація то енергійніша, що дужче охолоджуються стінки за час впуску. Охолодження останніх залежить від величини сучинника теплопередання від стінок до пари. Дослідами встановлено, що сучинник теплопередання від чавунних стінок до води, яка на них осіла, становить 2000 — 6000 (кальорій на 1 м² за годину). Ця цифра придатна, в разі роботи насиченою парою, коли наприкінці розширення та під час випуску тепло передається від стінок до осілого конденсату. Для цього самого випадку сучинник теплопередавання від пари до чавунних стінок, на яких є тонкий шар води, доходить до 10000. Ця цифра обумовлює також віддавання великої кількости тепла стінкам, на яких з'явилася роса під час впуску гострої пари. А під час тепловиміни сухих стінок з сухою або перегрітою парою, сучинник теплопередання дорівнює лише 20 — 40. Тому, при роботі парою, що залишається перегрітою під час усього розширення, стінки циліндра охолоджуються незначно (сучинник теплопередання в 100 — 300 разів менший), а значить, і початкова конденсація сходить на нуль.

Дерфелеві досліди показали, що коли перегрів збільшується з 25,5° до 142,5°, кількість тепла, віддзного під час наповнення стінкам циліндра, зменшилась із 2106,5 кал/кг до 480,6 кал/кг. Земаннові досліди встановили, що, коли перегрів збільшується з 0° до 170°, то тепло віддане стінкам, зменшилось із $36,2\%$ до $9,3\%$ від усієї кількости тепла, введеного в циліндер.

Практична користь перегрітої пари то більша, що не економніше робила машина насиченою парою. Тому, для досконало сконструктованих машин з конденсацією застосування перегрітої пари дає меншу вигоду, ніж для простих одноциліндрових машин, що роблять на атмосферу.

Бернер зазначав, що з перегрівом на кожні 50° виходить заощадження тепла:

в одноциліндрових машинах на атмосферу	8%
» » » » конденсацію	7%
» машинах подвійного розширення з конденсацією	$6,5\%$
» » потрійного » » »	6%

Каммерер вважає, що в добрих машинах подвійного та потрійного розширення при температурі пари в 300° — 350° витрата пари на кінь-годину зменшується на 10 — 11 г з кожним градусом перегріву. Для одноциліндрових машин та машин-компавнд, що роблять на атмосферу, та сама величина доходить 20 г.

У машинах багатократного розширення застосування перегрітої пари не дає, звичайно, того самого ефекту, що в одноциліндрових машинах, через те, що початкову конденсацію в перших машинах знижено самим принципом багатократного розширення. А проте, робота перегрітої пари в цих машинах цілком доцільна, і добре сконструктована машина-компавнд, що робить перегрітою парою, є найудосконаленший тип сучасних машин великої потужности.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Через те що звичайно в циліндер низького тиску пара попадає вже насичена, один час рекомендували так званий проміжний перегрів пари або перегрів пари в ресивері по дорозі з циліндра високого тиску до циліндру низького тиску. При малих тисках гострої пари та порівнюючи великих тисках випуску, яких уживають в парових машинах, проміжний перегрів не обумовлює теоретичної вигоди на витраті пари, бо тепло, яке при цьому витрачається на перегрів, не оплачується збільшенням корисної роботи. Проте, можна було припустити, що практична вигода проміжного перегріву більша за теоретичну, як це буває під час перегріву гострої пари.

Старанні досліди показали, проте, що й на дійсну витрату пари проміжний перегрів не робить сприятливого впливу (що вказує на малі взагалі втрати в ц. н. т.), на сьогодні цей спосіб підвищення сучинника видатности машин нормального тиску відкинуто.

Проте, проміжний перегрів пари цілком доцільний для машин високого тиску (понад 30 атм), особливо в тому разі, коли замість ц. н. т. машини вживають парової турбіни, що робить з глибоким вакуумом.

д) Принцип прямотечійности

У § 2 дано вже уявлення про прямотечійні машини. Зупинимось тепер на них докладніше.

Принцип прямотечійности запропонував ще року 1886 англієць Тодд. Проте, справедливо за творця прямотечійних машин слід вважати проф. Штумпфа, що дав теорію цих машин та запропонував таку вдалу конструкцію, що протягом 2 — 3 років машину його всі визнали. Будує прямотечійні машини Штумпфової системи та й інших трохи відмінених типів не тільки більшість континентальних фірм, але також і низка англійських та американських виробень.

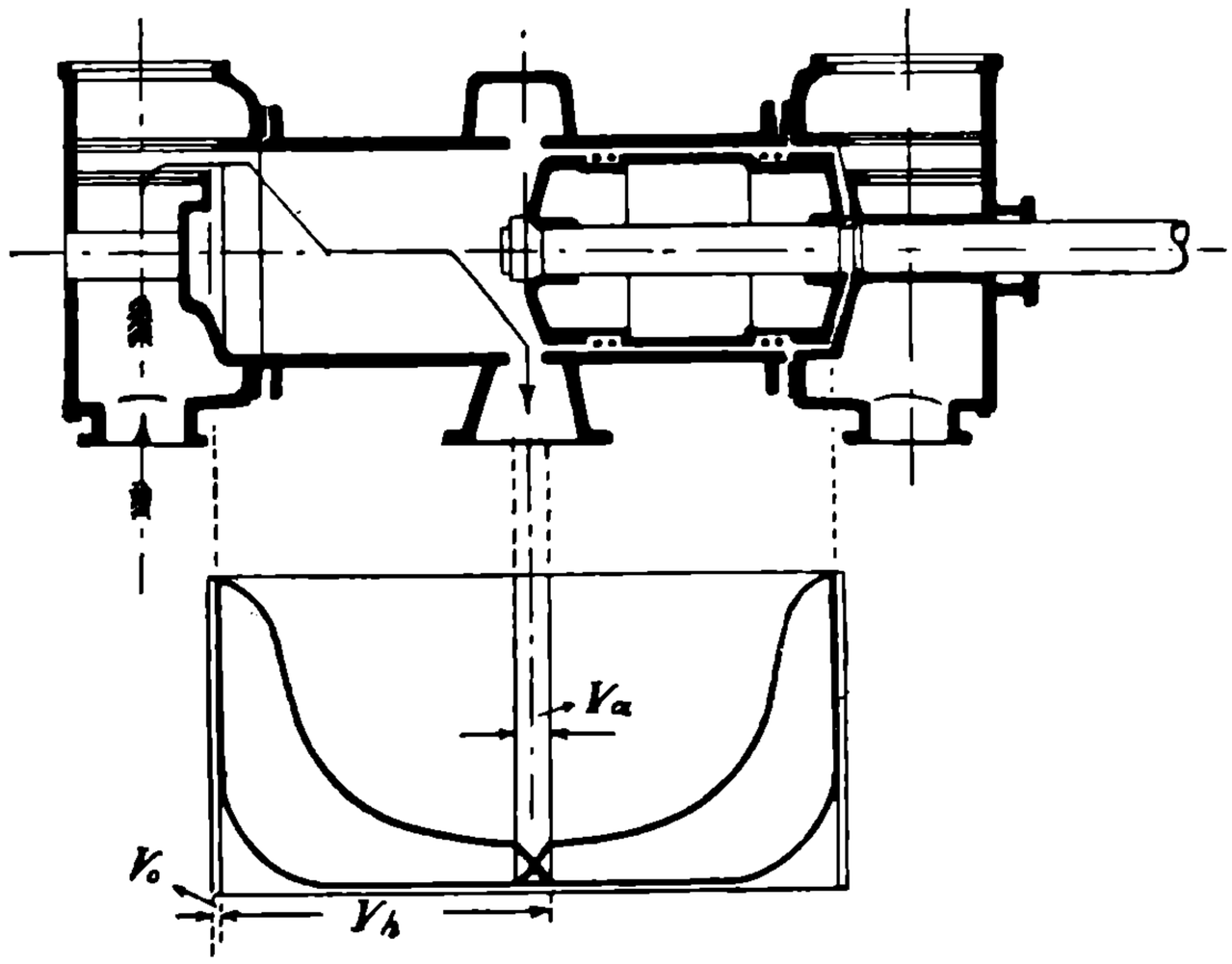
Проф. Штумпф вважає за одну з головних переваг своєї машини—відсутність у ній початкової конденсації навіть під час роботи насиченою парою.

Схему машини подано на фіг. 18. Пара входить у машину знизу, нагріваючи по дорозі до впускного хлипака внутрішню поверхню покришки циліндра. Міра наповнення в штумпфівських машинах звичайно невелика: $7 \div 10\%$. Пара розширюється поки толок прийде в положення, коли його лівий окрайок стикається з лівим окрайком вікон, розташованих посередині циліндра. Під час дальшого руху починається випуск пари цими вікнами. Довжина вікон по осі циліндра становить звичайно $10 \div 12\%$ від перебігу толока. У правому мертвому положенні лівий окрайок толока стикається з правим окрайком вікон. Під час зворотного руху толока відчиняння вікон зменшується і при тому самому положенні толока, при якому почався випуск, починається стискання пари. Випуск пари триває, таким чином на протязі $20 \div 24\%$ від перебігу толока, з яких $10 \div 12\%$ стосуються до попереджання випуску. На індикаторних діяграмах обох порожнин циліндра, нарисованих під циліндром точки попереджання впуску та початку стискання лежать на одних сторчах з окрайками вікон. Стиск пари триває протягом $88 \div 90\%$ від перебігу толока, і кінцевий тиск досягає значної величини. Довжина толока повинна дорівнювати перебігові толока мінус довжина вікон, себто повинна становити 0,88 — 0,9 від перебігу толока. У зв'язку із значною довжиною толока виходить довгий і паровий циліндер: він майже вдвоє довший за довжину циліндра звичайної машини на ту саму потужність і з тим самим діяметром. Через те, що немає випускного хлипака і вдало розташований впускний хлипак у покришці циліндра, щастить досягти дуже малих величин шкідного простору (до $1\frac{1}{2}\%$ від робочого об'єму), яких у звичайних машинах до сього часу не доходили.

Витрата пари в прямотечійних машинах менша ніж в одноциліндрових машинах звичайної конструкції і досягає цифер витрати пари в добрих машинах-компавнд.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На Штумпфову думку, шар пари, що буває під час розширення біля покришки і який покришка енергійно нагріває, під час випуску залишається в циліндрі й зазнає потім стиску. Наприкінці стиску ця пара стає перегріта, а температура покришки та стінок циліндра стає така висока, що початкова конденсація зовсім не може мати місця. Таким чином, температура стінок



Фіг. 18. Прямотечійна штумпфівська машина.

спадає поступово від покришки до середини циліндра, біля якої стінки мають постійно температуру близьку до температури спрацьованої пари.

Досліди проф. Н е ґ е л я, що робив виміри температури пари стінок у покришці та циліндрі прямотечійної машини, почасти потверджують Штумпфове припущення. Під час роботи насиченою парою з тиском у 10 атм, температура пари біля покришки наприкінці стиску втворювалася 500° С. Проте, ті самі досліди встановили, що під час випуску температура пари біля покришки знизилася до 100°, спростовуючи Штумпфову теорію про поступовий (шарами) випуск пари. Очевидно, що висока температура кінця стиску обумовлюється нагрівом покришки та значною мірою стиску, а не принципом прямотечійности, як таким.

Неґелевих досвідів не опубліковано, на жаль; у всіх деталях не висвітлено, наприклад, з достатньою повнотою питання про температуру толока. Досліди також не з'ясували ролі нагріву покришки в зміні температури пари та стінок.

На підставі низки даних можна прийти до таких висновків.

Застосування нагріву покришки в прямотечійних машинах особливо доцільне, з огляду на те, що випуск провадиться не біля покришки, а посередині циліндра і, значить, з мінімальним виносом тепла нагріву назовні. Проте, через великий перекрій вікон, випуск відбувається дуже енергійно [1] і тому із зниженням температури пари в усьому циліндрі, аж до покришки. Через інтенсивний нагрів останньої, малий шкідний простір, високий стиск—температура пари наприкінці стиску досягає значної вишини. Проте, можна припускати, що толок, через його значний об'єм та енергійне охолодження за час випуску, до початку впуску прогрівається не в достатній мірі, і початкова конденсація на його поверхні відбувається. Ту обставину, що стінки циліндра нагріваються

[1] У паротягових штумпфівських машинах порівчастість випуску створює надмірне розрідження в паливні, від чого дрібне паливо заноситься в димар.

НБ УДУНТ (ДІТ)

під час стиску і не спричиняють у дальшому початкової конденсації, все таки повинно розглядати, як втрату: з погляду повної витрати пари цілком байдуже звідкіля береться тепло на нагрів стінок, — чи від гострої, чи від стисненої пари, на підвищення температури якої витрачається механічна робота.

Тому, принцип прямотечійности є засіб боротьби з початковою конденсацією лише в такій самій мірі, як чотири шляхи для пари.

А коли в штумпфівській машині втрата від початкової конденсації дійсно незначна, то, головне, через нагрів покришки, малий шкідний простір і, особливо, через малі шкідні поверхні.

Наведений висновок потверджує ще такі обставини:

1) для прямотечійної машини цілком сприятливе застосування перегрітої пари і до того ж у більшій мірі, ніж це слід би було чекати з теоретичного процесу.

2) під час роботи насиченою та мало перегрітою парою дає вигоду парова обгортка на кінцях циліндра, то довша (по осі циліндра), що менший перегрів пари. Якщо пара дуже перегріта, то парова обгортка буває некорисна. Тому що перегріта пара й, особливо, парова обгортка знижає витрату пари, через зменшення початкової конденсації,—очевидно, остання має місце в циліндрі прямотечійної машини. Коли пара дуже перегріта, то початкової конденсації не буває, — і парова обгортка не дає жодної користи.

За найкращий доказ висловлених тверджень є досліди, які зробив проф. Ґрасман над двома цілком ідентичними машинами, з яких одна була прямотечійна, а друга звичайного типу — 4-хлипакова.

Проф. Ґрасман поставив такий програм спроб:

1) дослідження впливу на витрату пари напряму його течії при всіх інших однакових умовах;

2) визначення вигоди, яку дає прямотечійній машині відсутність випускних хлипаків з каналами, що до них належать;

3) дослідження впливу покришкового нагріву для звичайної та прямотечійної машини.

Щоб здійснити перший пункт програму, прямотечійний циліндер вилито за одним моделем із звичайним циліндром, тільки його зробили трохи довший та посередині зробили вікна. Випускні хлипаки були й у прямотечійному циліндрі, але були нерухомо приґвинчені до своїх гнізд.

Другу серію спроб зроблено над тим самим прямотечійним циліндром, в якому випускні хлипаки вийнято, а простір, де вони містилися, залито композицією. Таким чином, порівнювали нормальну прямотечійну машину з такою самою, але яка має зайві поверхні шкідного простору в випускних хлипаках (не чинних).

Досліди з перегрітою парою та конденсацією ($p_1 \sim 13$ ата, $t_1 \sim 380°$ С) дали такі наслідки:

а) 4-хлипакова машина з високим стиском, як у прямотечійній машині: витрата тепла на 1 індик. кінь-годину 3855 кал/кг;

б) прямотечійна машина з нерухомо-приґвинченими випускними хлипаками, себто із шкідним простором, однаковим із пунктом «а»: витрата тепла 3954 кал/кг.

в) нормальна прямотечійна машина з каналами випускних хлипаків, залитими композицією, себто з меншим шкідним простором, ніж у пункті «б»: витрата тепла 3966 кал/кг.

Досліди з насиченою парою та конденсацією дали для тих самих варіянтів такі наслідки:

а)	витрата	тепла	4802	кал/кг[1]
б)	»	»	5306	»
в)	»	»	5159	»

[1] Тривалість стиску 40%.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Під час вищеописаних дослідів покришки циліндрів парою не огрівали.

Другу серію дослідів поставлено після того, як покришки перемінили на огрівані.

Тоді, так у прямотечійній, як і в звичайній машині, була однакова вигода на витраті пари — близько $3^0/_0$.

Ґрасманові досліди ще раз потвердили значну вигідність роботи перегрітою парою в прямотечійних циліндрах та водночас показали невигідність принципу прямотечійности, як такого, в погляду початкової конденсації пари.

Таким чином, ніскільки не принижаючи деяких конструктивних переваг Штумпфової машини (нагрівання покришки, малий шкідний простір, простий випускний паророзподіл), слід визнати, що якраз ці переваги, а не принцип прямотечійности, як такий, обумовлює добрий сучинник видатности цих машин. Проте, без сумніву, одночасне здійснення всіх конструктивних переваг Штумпфової машини найзручніше в прямотечійному циліндрі, тому цей тип машини й має тепер домінальне положення в промисловості.

§ 12. Витрата пари на початкову конденсацію

Ґрабак дає таку формулу до визначення витрати пари на початкову конденсацію, віднесеної до 1 мех. коня індикаторної потужности за 1 годину:

$$D_1'' = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг на 1 інд. мех. к. за год.} \qquad (7)$$

Сучинник α в цій формулі залежить від відношення перебігу толока H до діяметра D, а саме:

α =	0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29	1,41
для $\frac{H}{D}$ =	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5

B приймають рівним:

6,0 — 5,0	для одноциліндрової машини без конденсації
5,5 — 5,0	з конденс. без пар. обгортки.
4,5 — 4,2	з конденс. та з обгорткою
4,2 — 4,0	для машин подвійного розширення без конденсації
4,0 — 3,5	з конденсацією
3,2 — 3,0	потрійного розширення з конденсацією.

Для машин, що роблять перегрітою парою, B дорівнює 0,1 від наведених вартостей при перегріві на 80° — 120°, або 0,05 від наведених вартостей при перегріві на 120° — 160°.

§ 13. Шкідний простір та стискання пари

Наявність шкідного простору несприятливо впливає на витрату пари з двох причин:

1) на поверхнях шкідного простору відбувається початкова конденсація пари (про це говорилося вище);

2) на заповнення шкідного простору доводиться витрачати певну кількість пари, що не виконує дальшої роботи.

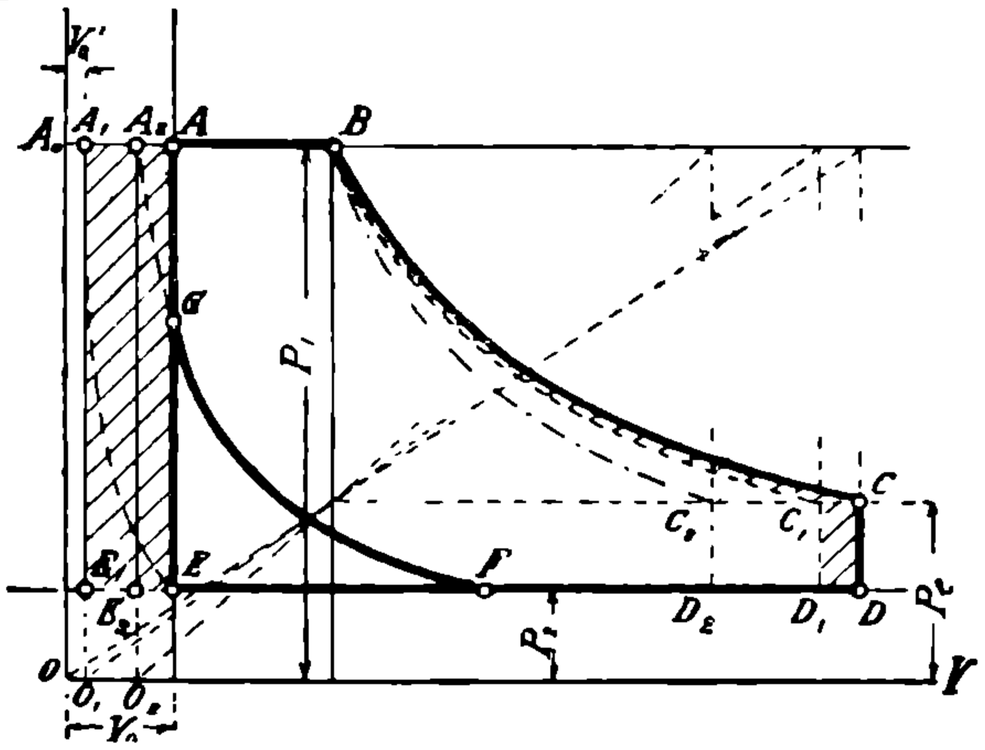
На фіг 19 подана індикаторна діяграма $ABCDE$ машини із шкідним простором без стиску пари. Коли скінчиться випуск, то в циліндрі залишається пара з тиском у p_2, що міститься у шкідному просторі V_0.

Якщо ця пара стиснута до початкового тиску p_1, то вона займе об'єм V_0', який знайдемо побудовою кривої стиску EA_1.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Таким чином, під час впуску гострої пари доведеться заповнити частину об'єму шкідного простору $V_0 - V_0'$, яка вимірюється відтинком A_1A.

Для того, щоб визначити втрату від шкідного простору, подивимось, яку роботу виконала б кількість пари, що вимірюється відтинком A_1B у циліндрі без шкідного простору. Відповідна діяграма має вигляд $A_1BC_1D_1E_1$. Крива розширення, через перенесення початку координат з O в O_1 піде трохи крутіше, і тут постане втрата, яка вимірятьсь площею $BCDD_1C_1 = f_2$. Зате ліворуч у машині без шкідного простору була б виграна значна корисна площа $f_1 = A_1AEE_1$.



Фіг. 19. Втрата від шкідного простору.

Таким чином втрата від шкідного простору вимірятьсь різницею площ

$$f_1 - f_2$$

і коли немає шкідного простору, то та сама кількість пари могла б виконати роботу в

$$\frac{f + f_1 - f_2}{f}$$

разів більшу, де f площа діяграми $ABCDE$.

У тому самому відношенні

$$\varphi = 1 + \frac{f_1 - f_2}{f}$$

збільшується й витрата пари.

Якщо знехтувати незначною площею f_2, то втрата роботи, через наявність шкідного простору

$$f_1 = (V_0 - V_0')\,(p_1 - p_2),$$

що при малих тисках p_2 майже дорівнює

$$f_1 \cong V_0 p_1$$

Втрата від шкідного простору зменшується, коли машина працює із стиском пари.

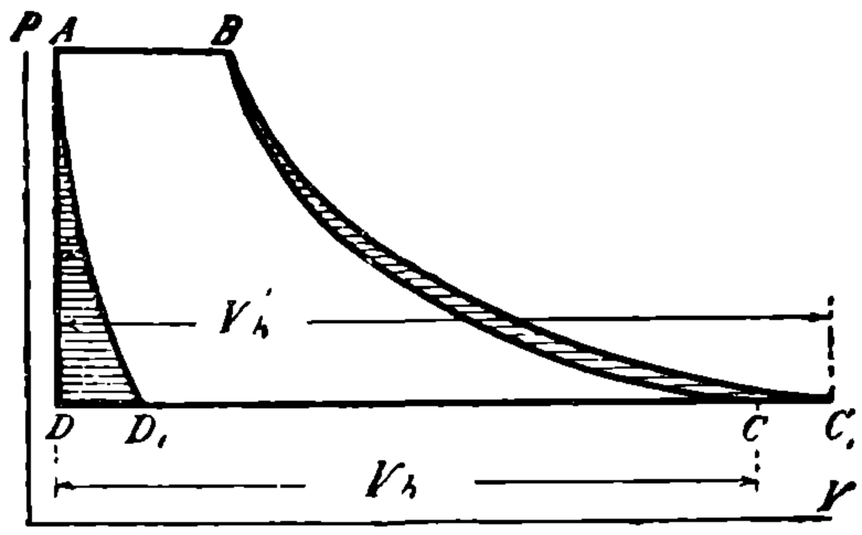
Справді, коли нормальна діяграма машини із шкідним простором має вигляд не $ABCDE$, а $ABCDFG$, то пара, що залишається в шкідному просторі, при тискові в p_1 займає вже об'єм A_0A_2 і додатковий впуск пари (понад корисний об'єм AB) позначається відтинком A_2A. Втрата роботи вимірюється в цьому випадку площею A_2AGFE_2, але зате виграється в машині із шкідним простором більше, ніж у першому випадку, площа $f_2' = BCDD_2C_2$, яка втворюється під час побудови кривої розширення з нового початку координат O_2 (площа $A_2BC_2D_2E_2$ являє, як і в першому випадку, діяграму машини без стиску та без шкідного простору, що працює кількістю пари A_2B).

Значне збільшення площі f_2' пояснюється стиском пари. Робота стиску, що вимірятьсь площею GFE не пропадає, а віддається під час розширяння. Різниця площ $BCDD_2C_2$ та GFE не велика, і, нехтуючи нею, ми визначимо втрату в вигляді площі A_2AEE_2. Через стиск пари, втрата ця, як видно з діяграми, значно зменшилася порівнюючи з машиною без стиску. Коли довести стиск до p_1, то площа A_2AEE_2 дорівнюватиме нулеві, і при повному розширенні пари (до тиску p_2) втрата від шкідного простору (але не від шкідних

НБ УДУНТ (ДІТ)

поверхень) відпадає; при тій самій витраті пари площа діяграми без стиску й без шкідного простору дорівнює площі діяграми з першим-ліпшим шкідним простором, але із стиском до тиску впускання.

Цей випадок виображено на фіг. 20, де $ABCD$ є перша, а ABC_1D_1—друга діяграма. Роботу стиску ADD_1 повернуто під час розширення у вигляді до даткової площі BCC_1. (Криві розширення йдуть різно, тому, що осі ординат мають різне положення).



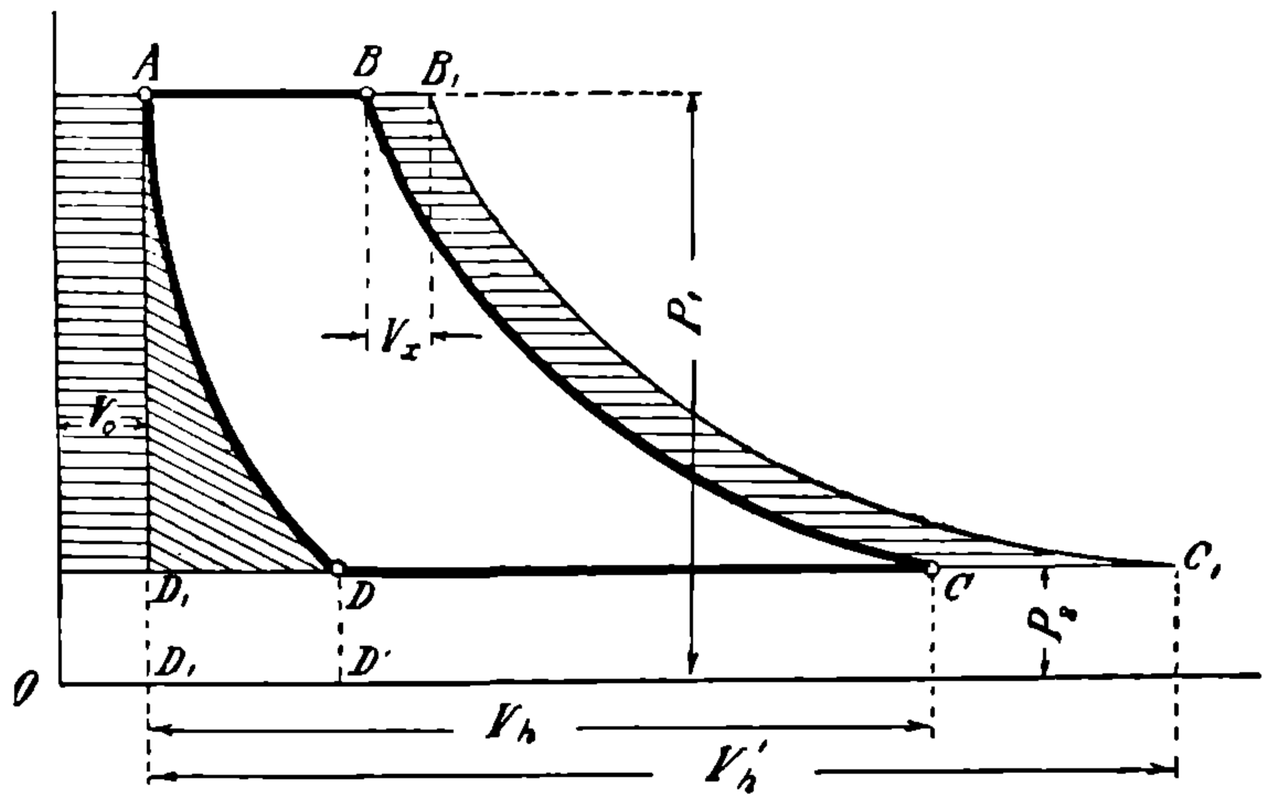
Фіг. 20. Діяграма машини із повним стиском пари.

Із попереднього розгляду з'ясовано величину втрати від шкідного простору.

Дослідження ж корисности високого стиску слід робити порівнянням двох машин з однаковими шкідними просторами, але одна з яких працює з повним стиском, а друга — зовсім без нього. Для простоти розглянемо випадок повного розширення пари, виображений на фіг. 21.

$ABCD$ є діяграма машини із шкідним простором V_0, повним розширенням пари до тиску p_2 та повним стисканням до тиску p_1. $ABCD_1$ — діяграма машини з тим самим шкідним простором, повним розширенням, але зовсім без стискання.

Якщо знехтувати кількістю пари, що залишається в шкідному простор



Фіг. 21. Досліджування корисности повного стиску пари.

наприкінці випуску, то в машині без стиску шкідний простір повинен при кожнім перебігові толока заповнятися гострою парою, яка в дальшому не виконує жодної роботи. Відповідна втрата дорівнює $V_0 (p_1 - p_2)$.

У машині з цілковитим стисканням пари ця втрата відповідає, але зате тут є неґативна робота стискання, що її вимірюється площею ADD_1 та що рівняється:

$$ADD_1 = ADD'D'_1 - D_1DD'D'_1.$$

До того ж припускаємо, що стиск відбувається за законом $pv = \text{const}$,

$$\text{пл. } ADD'D'_1 = V_0 p_1 \ln \frac{p_1}{p_2}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

а

$$\text{пл. } D_1DD'D'_1 = \overline{DD_1}p_2$$

Через те

$$(V_0 + \overline{DD_1})\, p_2 = V_0 p_1,$$

то

$$\overline{DD_1} = V_0\left(\frac{p_1}{p_2} - 1\right)$$

Таким чином,

$$\text{пл. } ADD_1 = V_0 p_1 \ln\frac{p_1}{p_2} - V_0\left(\frac{p_1}{p_2} - 1\right)p_2 = V_0\left(p_1 \ln\frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2\right)$$

Для рівности площ діяграм обох машин потрібно в машині із стиском збільшити міру наповнення так, щоб вийшла діяграма AB_1C_1D, площею рівна із діяграмою $ABCD_1$. Додатковий об'єм пари, що вимірюється відтинком BB_1 назвемо V_x.

Робота розширення цієї кількости пари дорівнює:

$$V_x p_1 \ln\frac{p_1}{p_2}$$

Через те що ця робота повинна дорівнювати роботі стиску, то обличуючи сучинником η механічні втрати, що збільшують роботу, потрібну для стискання пари, і зменшують роботу, віддавану під час розширення, знайдемо

$$\eta\, V_x p_1 \ln\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_0}{\eta}\left(p_1 - \ln\frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2\right)$$

звідкіля

$$V_x = \frac{1}{\eta^2}\;\frac{p_1 \ln\frac{p_1}{p_2} - p_1 + p_2}{p_1 \ln\frac{p_1}{p_2}} \cdot V_0$$

Для машини, що працює з повним розширенням пари від $p = 8$ ата до $p_2 = 1$ ата, до того ж $\eta = 0{,}85$,

$$V_x = 0{,}8\, V_0$$

Таким чином, у машині з повним розширенням пари — витрата пари лише приблизно на 20% менша, ніж у машині з таким самим шкідним простором, але без стиску. Тоді машина із стиском повинна мати більший об'єм циліндра (V'_h замість V_h) і зв'язану з ним більшу вартість машини та більші втрати на охолодження. Крім того, коли стиск високий, то збільшується різниця тисків між порожнинами циліндрів і підвищується витік пари через нещільності. Та обставина, що при високому стисненні підвищується температура пари, нагріваючи при цьому стінки циліндра, не дає будь-якого термічного ефекту, бо (що вже зазначалося) витрата пари не змінюється від того, чи тепло відводитиметься під час стиску, чи під час впуску пари.

При звичайному в парових машинах неповному розширенні пари вигідність нецілковитого стиску ще менша.

З огляду на важливість питання про міру стиску пари, низка вчених-паротехніків зробили теоретичні та практичні дослідження цього питання.

Дослідження аналітичним способом процесу з адіябатичним розширенням та стиском пари робив Гайнріх (*Z.d.V.d.* I. 1914 р.) та Штумпф (див. його книгу *Die Gleichstromdampfmaschinen*. 3 *Aufl*). Наслідки дослідів ідентичні: для певної міри наповнення найменшій витраті пари відповідає певна міра стиску. При малій мірі наповнення потрібна велика міра стиску; при великій мірі наповнення—навпаки.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Теоретичні висновки потверджують випробні досліди Дерфеля, Бульвіна, Клемперера, Гайнріха та ін.

Проф. Дерфель показав, що, хоч втрата пари від початкової конденсації зменшується, коли збільшується стиск, але загальна витрата пари збільшується.

Клемперер дійшов до дуже сутнього висновку, який потвердили й Бульвінові досвіди, що стиск пари вигідний тільки до того часу, поки температура пари наприкінці стискання не зрівняється з температурою стінок. При вищому стискові тепло стисканої пари, буде йти на огрів стінок, що відповідає дуже невигідному для машини процесові перетворення механічної роботи стиску на тепло.

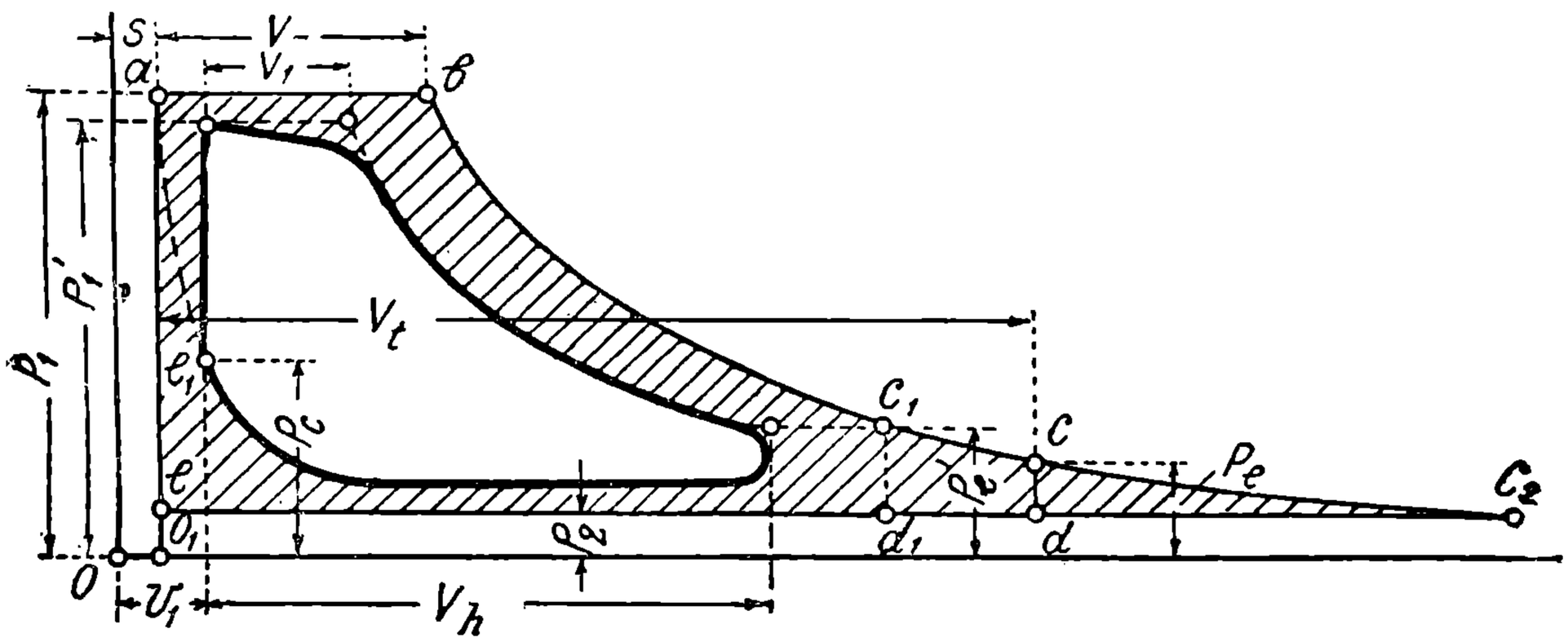
Це положення потверджують дуже обґрунтовані Гайнріхові досліди, в якого для одноциліндрової машини з конденсацією при тискові гострої пари в 8,2 ата, наповнення 18% та при шкідному просторі в 8,7% найвигідніша міра стиску була в межах 10 — 25% при кінцевому тискові 1 — 1,5 ата. Так при дуже малій, як і при дуже високій мірі стиску витрата пари виходила більша, хоч і не дуже.

Слід відзначити, що вирішальною величиною для витрати пари є власне не міра стиску, а кінцевий тиск стискання, а він може вийти однаковий при великій мірі стиску й великому шкідному просторі і при малій мірі стиску, але з малим шкідним простором.

Висновок із викладеного: стиск у машинах конче потрібний, щоб зменшити втрати від шкідного простору; проте, він не повинен бути високий для того, щоб температура пари наприкінці стиску не перевищувала температури стінок. Практичні вказівки щодо вибору стиску буде подано нижче.

§ 14. Сучинники видатности машини

Через вищезгадані втрати в паровій машині індикаторна діяграма, знята з машини, показує значні зміни від теоретичного процесу, так в обрисах окремих кривих діяграм, як, особливо, у витраті пари, що виміряється мірою наповнення на діяграмі.



Фіг. 22. Теоретична і дійсна діяграма парової машини.

На фіг. 22 виображена дійсна діяграма машини, вписана в теоретичну Майєрову діяграму.

Ідеальний процес за практичною діяграмою може бути вирисуваний при умові, що відома дійсна витрата пари в машині. Звичайно витрату пари визначають або зважуванням конденсату з машини, або вимірюванням живильної

НБ УДУНТ (ДІТ)

води для паровика, відкинувши втрати в паропроводі і при умові, звичайно, що паровик обслуговує виключно дану машину та не має втрат пари назовні.

Позначмо повну витрату пари за годину G_h кг. Якщо машина робить n обертів за хвилину, то протягом одної години буває $2\,n.\,60$ перебігів та стільки ж разів за годину впускається в машину гостра пара. Витрата пари за один перебіг толока.

$$G = \frac{G_h}{120\,n}$$

Об'єм цієї кількости пари

$$V = G \quad v = \frac{G_h v}{120\,n}$$

де v — питомий об'єм пари.

Якщо пара насичена, то v беруть із таблиць; якщо перегріта — за формулою:

$$v = \frac{47{,}1\,(273 + t)}{10000\,p} - 0{,}016 \text{ м}^3/\text{кг}$$

(p в кг/см^2).

Через те що робочий об'єм циліндра V_h відомий, то об'єм пари V, як міру наповнення, легко нанести на індикаторну діяграму, маючи на уваві, що довжина діяграми без шкідного простору якраз виображає собою об'єм V_h. Робочий об'єм

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H \text{ мт}^3$$

де D — діяметр цилідра в м,

H — перебіг толока в м.

Знаючи мірило, в якому відкладено об'єм V_h на діяграмі, нетрудно визначити й довжину відтинка, який на діяграмі повинен виображати V.

З погляду площі діяграми та суми всіх втрат однаково як розташувати відтинок V відносно лінії впуску дійсної діяграми V_1. Для поділу втрат, проте, вручно почати теоретичну діяграму в точці a, на відстані S од осі ординат. Тоді величина S відповідає об'ємові пари, що залишається в шкідному просторі наприкінці стиску та введеному до тиску p_1.

Об'єм S можна вдобути, продовжуючи лінію стиску за тим самим законом, за яким вона йде наприкінці стиску, до перетину з прямою ab.

У вишину лінія ab повинна лежати на тискові p_1 в паровику. Спад тиску від p_1 до p_1' відповідає втратам у паропроводі та розподільчих органах машини. Коли випробують лише машину, як таку, а не всю уставу, то лінію ab можна взяти на вишині, що відповідає тискові пари перед стопорним хлипаком машини.

Лінію bc у теоретичній діяграмі будують, як адіябату, за законом

$$pv^k = \text{const.}$$

Тоді для сухої насиченої пари

$$k = 1{,}135;$$

для вологої пари

$$k = 1{,}035 + 0{,}1\,x,$$

(де x — міра сухости);
для перегрітої пари

$$k = 1{,}3.$$

За початок координат в цій побудові є точка O_1.

У теоретичній діяграмі крива розширення йде звичайно крутіше, ніж у дійсній діяграмі.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Довжина Майєрової діяграми V_t виходить з умови рівноваги мір розширення:

$$\frac{V}{V_t} = \frac{V_1}{V_h}$$

відкіля

$$V_t = V_h \frac{V}{V_1}$$

До того ж тиск наприкінці розширення теоретичної діяграми виходить p_e, менший за p'_e у дійсній діяграмі. У машинах, що працюють на атмосферу та з малою рівницею тисків p_e — p_2, тиск наприкінці розширення на Майєровій діяграмі може вийти менший за тиск p_2, і втворитья петля неґативної роботи. Якщо побудувати теоретичну діяграму за Хайльмановою пропозицією (див. § 7), то тиск наприкінці розширення слід взяти рівним із p'_e і діяграма набуде вигляду abc_1d_1e. Хайльмановому способові слід віддати перевагу і його можна рекомендувати під час дослідів парових машин. Цілком зрозуміло, що довжина діяграми у цьому випадку виходить менша; її виміряють відтинком ed_1.

Лінія випуску лежить на тискові p_2 у кондесаторі або атмосфері.

Можна також порівнювати дійсну діяграму машини з діяграмою Ренкінового циклу abc_2e, в якій розширення пари доведене до тиску p_2. Такому порівнюванню в багатьох випадках слід давати перевагу, тому що площу діяграми Ренкінового циклу легко визначити аналітично, як роботу адіябатичного процесу. З другого боку, вираховуючи сучинник видатности машини, як буде показано нижче, простіше користатися Ренкіновим циклом, як ідеальним.

Заштрихована на фіг. 22 площа являє собою втрати в дійсному процесі порівнюючи з теоретичним.

Частина цієї площі, що лежить ліворуч від дійсної індикаторної діяграми, показує втрати від об'ємів шкідного простору, що лежить вище від дійсних ліній впуску й розширення — втрати від дроселювання, пропусків пари та тепловіміни між парою та стінками циліндра; яка лежить між лініями випуску обох діяграм — втрату від опорів під час випуску пари з машини, через які тиск випуску з машини буває трохи вищий за тиск атмосфери або тиск у конденсаторі.

Площинка cc_2d, коли порівнювати робочу діяграму з діяграмою Ренкінового циклу, відповідає втраті від неповного розширення пари.

Означаючи роботу за 1 перебіг толока дійсного процесу через L_i, а ідеального процесу — L, назвемо відношення цих величин в і д н о с н и м с у ч и н н и к о м в и д а т н о с т и [1].

$$\eta_0 = \frac{L_i}{L}$$

Через те що величини L_i та L вимірюється площами відповідних індикаторних діяграм, то

$$\eta_0 = \frac{Q_i}{Q}$$

де Q_i — площа дійсної, а Q — теоретичної діяграми.

Величину сучинника η_0 можна вирахувати так відносно Майєрового циклу, як і відносно Ренкінового циклу. Останнє зручніше в тому випадку, коли одночасно визначають і термічний сучинник видатности.

Відношення роботи ідеального процесу L до роботи L_0, еквівалентної повному теплу пари, яке вона набула в паровику, ми назвали (див. § 5) термічним сучинником видатности

$$\eta_t = \frac{L}{L^0} = \frac{AL}{i_1 - q_2}$$

[1] Деякі автори цей сучинник звуть індикаторним термодинамічним.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Формули до визначення η_t циклів Ренкіна та Майєра подано в §§ 5 та 7.

Відношення дійсної (індикаторної) роботи L_i до роботи L_0 назвемо і н д и к а т о р н и м с у ч и н н и к о м в и д а т н о с т и[1].

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_0} = \frac{AL_i}{i_1 - q_2}$$

$$\eta_i = \frac{L_i}{L} \cdot \frac{L}{L_0} = \eta_0 \cdot \eta_t \qquad (8)$$

У той час, коли відносний сучинник видатности показує міру досконалости дійсного процесу в машині, індикаторний сучинник видатности показує, яка частина від повного тепла пари, набутого в паровику, перетворюється на індикаторну роботу толока (не обраховуючи втрат на тертя в машині).

Потужності машини, що відповідають теоретичному та дійсному процесам ми будемо позначати через N та N_1, до того ж

$$N_i = \eta_0 \cdot N$$

N_i зветься і н д и к а т о р н о ю п о т у ж н і с т ю машини; цю потужність можна вирахувати з індикаторної діяграми.

Витрату пари в машині на 1 індикаторного механ. коня за годину позначимо через D; тому що один механічний кінь за годину еквівалентний 632 кальоріям, то

$$\eta\ (i_1 - q_2)\ P\ = 632;$$

$$D_i = \frac{632}{\eta_i\ (i_1 - q_2)} \qquad (9)$$

$$\eta\ = \frac{632}{D_i\ (i_1 - q_2)} \qquad (10)$$

Коли D означає витрату пари на 1 мех. коня за годину, в теоретичному процесі, то

$$\eta^0 = \frac{D}{D_1} \qquad (11)$$

Коли вважати за ідеальний цикл Ренкінів процес, то

$$\eta^0 = \frac{632}{D_1\ (i_1 - i_2)}, \qquad (11а)$$

де i_2 — тепловміст пари наприкінці адіябатичного розширення до випускного тиску.

Через те, що крім перелічених втрат у машині є ще механічні втрати (тертя толока об стінки циліндра, гонка у защільника, ковзанця в ковзулях, вала в вальницях тощо), і частина потужности, крім того, витрачається на обслугу конденсаційної злагоди при машині, то дійсна потужність рушія, що може бути передана машинам-знаряддям.

$$N_e = N_i - N_m;$$

N_e — ефективна потужність,

N_m — потужність, що витрачається на перемагання механічних опорів та на обслугу конденсаційної злагоди (смоки).

Відношення ефективної потужности машини до індикаторної назвемо м е х а н і ч н и м с у ч и н н и к о м в и д а т н о с т и[2]

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i},$$

---

[1] За іншою номенклятурою (див. попередню примітку) — індикаторним термічним сучинником видатности.

[2] Ужиті вартості цього сучинника наведено в § 18.

НБ УДУНТ (ДІТ)

звідкіля

$$N_e = \eta_m N_t$$

Відповідна ефективність потужности, ефективна робота за 1 хід толока

$$L_e = \eta_m L_i = \eta_m \eta_) L = \eta_m \eta_) \eta_t L_0$$

Назвемо е ф е к т и в н и м с. в.[1]

$$\eta_e = \eta_m \eta_) \eta_t = \eta_m \eta_t$$

Тоді:

$$AL_e = \eta_e (i_1 - q_2)$$

Сучинником η_e обраховуються всі втрати в машині; він показує, яку частину від повного тепла пари, набутого в паровику, перетворено на корисну механічну роботу на валі машини.

Аналогічно формулі (9) витрата пари на 1 еф. мех. коня за годину

$$D_e = \frac{632}{\eta_e (i_1 - q_2)} \qquad (12)$$

Якщо випробують усю паросиловню включаючи й паровичню, то потрібно знати е к о н о м і ч н и й с. в. устави, себто відношення теплового еквівалента корисної роботи на валі машини до тепла витраченого палива. Позначаючи через η_w сучинник видатности паровика, знайдемо економічний с. в. устави

$$\eta_w = \eta_k \eta_e = \eta_k \eta_m \eta_0 \eta_t$$

Якщо витрату палива на 1 еф. мех. кінь за годину назвемо C_e, а його тепловидатність Q_w, то

$$\eta_w = \frac{632}{C_e Q_w} \qquad (13)$$

За пересічні добрі величини слід вважати:

$\eta_k = 0{,}75$
$\eta_m = 0{,}90$
$\eta_) = 0{,}80$
$\eta_t = 0{,}25$ (з перегрівом та конденсацією)
$\eta_w = 0{,}75 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}25 = 0{,}135$

Для дуже добрих умов можна припустити:

$\eta_k = 0{,}85$ $\quad \eta_t = 0{,}30$
$\eta_m = 0{,}95$ $\quad \eta_w = 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}3 = 0{,}206.$
$\eta_) = 0{,}85$

Нарешті, при високих тисках пари ($p_1 = 100$ ата, $t_1 = 500°$ C) припускаючи, що решта сучинників, крім η_t, зберігають свою вартість (чого покищо не досягли на практиці):

$$\eta_t = 0{,}35 *$$

$$\eta_w = 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}35 = 0{,}24$$

Визначниками досконалости машини є лише сучинники $\eta_)$ та η_m. Сучинник η_t залежить тільки від початкового та кінцевого стану пари в теоретичному процесі.

---

[1] Цей сучинник вищезгадані автори звуть ефективним термічним, а здобуток $\eta_m \eta_)$ — ефективним термодинамічним с. в. Для останнього сучинника ми запровадили термін: відносно-ефективний.

* Колп $p_2 = 0{,}1$ ата, $p_e = 1$ ата (η_t вирахувано для Майєрового циклу.

НБ УДУНТ (ДІТ)

ТАБ

Дані випробів кращих па

№ по черзі	Система машини та фірма, яка збудувала її	Рід пароросподілу	Основні розміри			Індикаторна потужність м. к.
			Діяметр циліндра мм	Перебіг толока мм	Число обертів	
1	Одноциліндрова, позема. G. Kuhn, Stuttgart—Berg	Подвійний суваковий	225	450	129	27,7
2	Одноциліндрова позема. Maschinenfabrik—Augsburg	Хлипаков.	400	860	108	147,0
3	Одноциліндрова. Rockstroh, Mark—Redwitz		275	550	121	49,8
4	Одноциліндрова, позема. Maschinenfabrik—Augsburg		340	740	77	41,3
5	Одноциліндрова. Maschinenfabrik Augsburg . .		375	800	99	72,5
6	Сторчова компавнд. Maschinenfabrik—Augsburg	Суваков.	325/500	360	180	127,0
7	Позема компавнд. Grimmitschauer Maschinenfabrik . .	Хлипаков.	550/850	1100	70	375,2
8	Позема тандем. Maschinenfabrik Augsburg .		750/1150	1400	86	1277,1
9	Позема компавнд. G. Kuhn. Stuttgart—Berg		380/570	760	56	101,7
10	Сторчова компавнд. G. Kuhn, Stuttgart—Berg		800/1275	900	100	1093,3
11	Позема потрійного розширення. Maschinenfabrik—Augsburg		550/850/1300	1550	59	810,1
12	Позема потрійного розширення. Maschinenfabrik—Augsburg .		280/450/700	1000	70	163,6
13	Чотирициліндрова, позема, потрійного розширення. G. Kuhn, Stuttgart—Berg .		550/800/2×950	1300	75	1131,5
14	Одноциліндрова штумпфівська. Ames Iron Works, Oswega . .		381	407	255	178
15	Одноциліндрова штумпфівська Gebr. Sulzer		—	—	109,5	1632
16	Позема 4-кратного розширення високого тиску. Schmidt'sche Heissdampfmaschinen — Gesellschaft, Wilhelmshöhe		135/240/285/680	400/600	147,8	147,4
17	Позема тендем-машина високого тиску. A. Borsig, Berlin	Суваков	335/515	900	116,5	844

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Л И Ц Я I

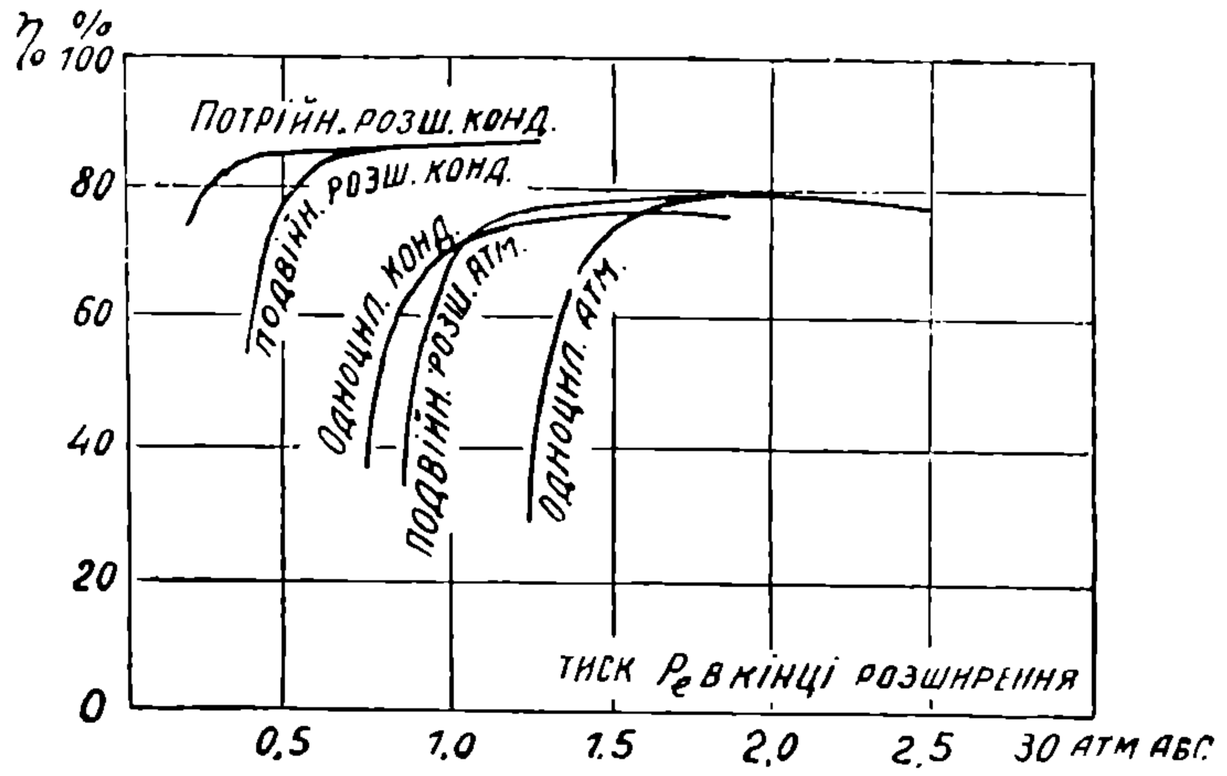
ровых машин різних типів

Стан пари			Міра наповнення у % до об'єму ц. н. т.	Витрата пари кг м. к. год.	Витрата тепла кал./інд. м. к. год	Відносний с. в.		Індикаторні с. в. при температурі живильної води С°	Тип машини
Тиск під час впуску ата	Температура під час випуску ° С	Тиск під час випуску ата				Відносно циклу Ренкінового	Відносно циклу Майєрового		
7,3	насич.	1,0	19,6	11,7	7660	0,68	0,73	0,082	Одноциліндрові
9,1	насич.	1,1	18,7	10,1	6740	0,74	0,77	0,093	
10,8	281	1,1	13,0	7,8	5640	0 75	0,77	0,112	
7,6	насич.	0,23	7,0	8,42	5580	0,57	0,67	0,114	
7,5	203	0,22	7,9	7,66	5740	0,60	0,69	0,122	
9,4	насич.	1,1	12,9	9,75	6440	0,75	0,76	0,099	Подвійного розширення
9,1	насич.	0,33	9,0	6,81	4440	0,75	0,78	0,142	
9,6	насич.	0,34	9,1	6,44	4265	0,78	0,84	0,15	
9,3	258	0,45	6,9	5,94	4220	0,83	0,86	0,15	
10,1	232	0,14	7,5	5,47	3820	0,69	0,77	0,164	
10,8	насич.	0,18	4,0	5,56	3680	0,76	0,80	0,173	Потрійного розширення
7,1	238	0,10	7,4	5,09	3575	0,74	0,84	0,178	
13,4	272	0,11	5,6	4,30	3085	0,78	0,85	0,208	
10,85	239	0,15	—	5,78	4035	0,65	—	0,157	Прямоточні
12,6	282	0,05	10,0	4,56	3280	0,65	—	0,193	
55,0	435	0,05	0,6	2,62	2070	0,817	—	0,305	Високого тиску
60,7	401	11,3	30,7	7,59	—	0,854	—	—	

НБ УДУНТ (ДІТ)

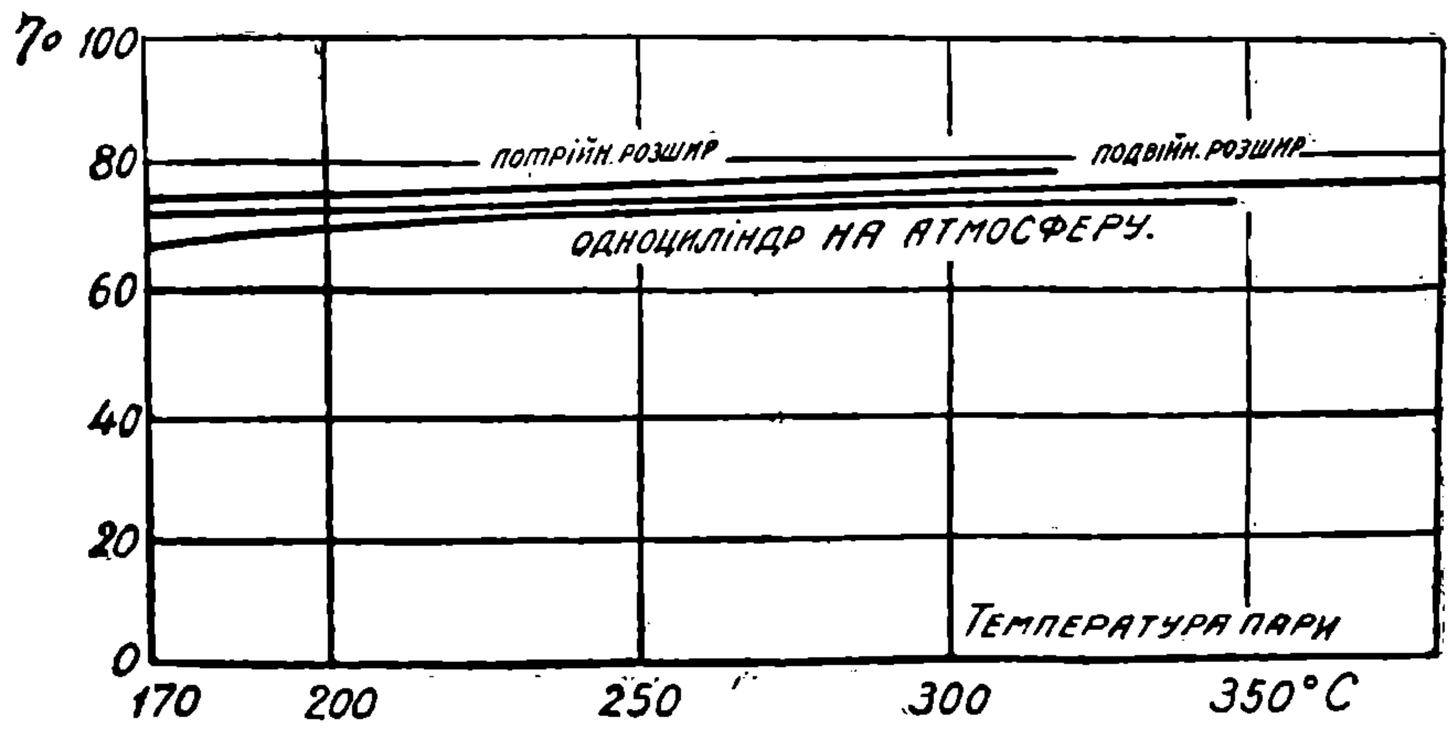
У таблиці I вібрано дані випробів кращих парових машин різних типів, запозичені головне з «енциклопедії» парових машин—книга *Gutermuth—Watzinger'a «Die Dampfmaschine»*, *Berlin*, 1928, де наслідком випробів та їхньому обробітку присвячений великий том книги.

Як видно з таблиці, машини багатократного розширення загалом мають вищий відносний сучинник видатности, ніж машини одноциліндрові; машини



Фіг. 23. Відносний с. в. парових машин, що працюють на атмосферу: 1) потрійн. розш. конденс.; 2) подвійн. розш. конд.; 3) одноцил. конд.; 4) подвійн. розшир, атм; 5) одноцил. атм.; 6) тиск наприкінці розширення.

прямотечійні дають приблизно ті самі цифри, що й кращі одноциліндрові машини (але часто-густо вищі за одноциліндрові машини середньої якости). У конденсаційних машинах втрата більша, ніж у тих, що роблять на атмо-



Фіг. 24. Відносний с. в. машин, що працюють перегрітою парою.

сферу. Машини високого тиску мають відносний с. в. більший, ніж середньої якости машини нормального тиску.

Криві, що їх побудував Ґутермут по середніх точках, які стосуються великого числа випробів машин схожого типу, дають такі цифри для відносного с. в. (щодо Майєрового циклу):

НБ УДУНТ (ДІТ)

1. Одноциліндр. машини, що працюють на атмосферу $\eta_0 = 0{,}65 \div 0{,}70$
2. » » » » » конденсац. $\eta_0 = 0{,}60 \div 0{,}65$
3. Машини подвійного розширення, що працюють на атмосферу . . . . $\eta_0 = 0{,}70 \div 0{,}75$
4. Машини подвійного розширення, що працюють на конденсацію $\eta_0 = 0{,}70 \div 0{,}80$
5. Машини потрійного розширення, що працюють на конденсацію . . . . $\eta_0 = 0{,}80 \div 0{,}85$

Найбільшої величини $\eta_0 = 0{,}96$ досягнуто в льокомобільній тандем-машині Вольфової виробні з проміжним перегрівом пари та газовою обгорткою для обох циліндрів. У стаціонарних машинах рекордна цифра є $\eta_0 = 0{,}91$ (машина потрійного розширення).

На фіг. 23 подана зміна сучинника η_0 для різних типів машин високої якости, залежно від тиску наприкінці розширення p_e.

На фіг. 24 найбільша вартість η_0 (на цей раз відносно Ренкінового циклу) дана для машин перегрітої пари залежно від температури перегріву.

Слід ще раз відзначити, що всі вищенаведені цифри є пересічні або максимальні величини. Відхили від них можуть бути в дуже широких межах.

§ 15. Приклад визначення сучинника видатности машини

Парову машину потужністю на 1000 м. к. з розмірами циліндра: $H = 1$ м, $D = 0{,}903$ м випробували в таких умовах:

Тиск пари в паровику:

$$p_1 = 14{,}2 \text{ ата}$$

Тиск пари в паровому циліндрі (на початку впуску)

$$p'_1 = 12{,}4 \text{ ата}$$

Температура пари в перегрівнику

$$t_1 = 320^\circ \text{ C}$$

Тиск пари під час випуску (в циліндрі)

$$p'_2 = 0{,}1 \text{ ата}$$

Тиск у конденсаторі

$$p_2 = 0{,}08 \text{ ата}$$

При числі обертів

$$n = 126{,}3$$

машина розвинула індикаторну потужність

$$N_i' = 1109 \text{ м. к.}$$

і ефективну потужність

$$N_e = 1020 \text{ м. к.}$$

Годинна витрата пари в машині, яку виміряли зважуванням конденсату

$$G_0 = 5220 \text{ кг}$$

Користуючись позначеннями з фіг. 22, визначимо об'єм пари, впускної в машину за 1 перебіг толока

$$V = \frac{G_0 v}{120\, n}$$

Питома вага пари

$$v = \frac{47{,}1\ (273 + 320)}{10000\ .\ 14{,}2} - 0{,}016 = 0{,}180 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V = \frac{5220\ .\ 0{,}18}{120\ .\ 126{,}3} = 0{,}062 \text{ м}^3$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Робочий об'єм циліндра

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = \frac{\pi \cdot 0{,}903^2}{4} = 0{,}64 \text{м}^3$$

Теоретична міра наповнення

$$\frac{V}{V_h} = \frac{0{,}062}{0{,}64} = 9{,}7\%$$

Вирисувавши діяграму Майєрового циклу за тими самими правилами, як і на фіг. 22 та порівнявши її з дійсною індикаторною діяграмою машини, знайдемо

$$\eta_0 = \frac{Q_i}{Q_0} = 0{,}9$$

(Q_i та Q_0 площі дійсної та теоретичної діяграми).
Прицьому теоретичну діяграму побудовано за Хайльманом ($p_e' = 1{,}5$ ата).

Термічний сучинник видатности найдемо за формулою (4) в § 7:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_e}{i_1 - q_2} + \frac{10000\,(p_e - p_2) \cdot v_e}{427\,(i_1 - q_2)} = \frac{i_1 - i_e + Bx}{i_1 - q_2},$$

де величина B визначається за фіг. 13.

Для $p_1 = 14{,}2$ ата, $t_1 = 320°$ С, $p_2 = 0{,}08$ ата.

$$i_1 = 736 \text{ кал/кг}$$
$$i_1 - i_e = 112 \text{ кал/кг}$$
$$p_e - p_2 = 1{,}42 \text{ кг/см}^2$$
$$q_2 = 41 \text{ кал/кг}$$
$$x = 0{,}963$$

З фіг. 13 величина $B = 39{,}5$

$$\eta_t = \frac{112 + 39{,}5 \cdot 0{,}936}{695} = 0{,}215$$

Індикаторний с. р.

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_0 = 0{,}215 \cdot 0{,}9 = 0{,}193$$

Останню величину можна здобути значно простіше:
Витрата пари на 1 інд. м. к. за годину

$$D_i = \frac{G_0}{N_i} = \frac{5220}{1109} = 4{,}71 \text{ кг}$$

За формулою (9)

$$\eta_i = \frac{632}{D_i\,(i_1 - q_2)} = \frac{632}{4{,}71 \cdot 695} = 0{,}193$$

Механічний с. в.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{1020}{1109} = 0{,}92$$

Ефективний с. в. машини

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i = 0{,}92 \cdot 0{,}193 = 0{,}178$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 16. Індикаторна діяграма дійсного процесу парової машини

а) Шкідний простір

Початкова точка з діяграми (фіг. 30) відлежить від початку координат на величину V_0 — об'єму шкідного простору.

Якщо досліджується діяграма робітної машини, то велечину V_0 визначають беспосередньо вимірюванням: найзручніше залити шкідний простір водою, поставивши толок у мертве положення, і вимірити об'єм улитою водою, після того як вона заповнить порожнину в циліндрі та парових каналах.

При не таких точних дослідах, а також під час проєктування машини, можна приймати об'єм шкідного простору в відсотках від робочого об'єму циліндра $\left(\sigma = \frac{V_0}{V_h}\right)$:

$\sigma = 7 - 18\%$ (пересічно 12%), коли суваки циліндричні,
$\sigma = 5 - 10\%$ (пересічно 8%), коли суваки плоскі,
$\sigma = 5 - 10\%$ (пересічно 7%), коли хлипаки на циліндрі,
$\sigma = 3 - 6\%$ (пересічно 4%), коли ґранти та хлипаки в покришці,
$\sigma = 2 - 5\%$ (пересічно 3%) для машин прямотечійних з хлипаком у покришці.

Пересічна вартість найближче підходить до машин, у яких перебіг толока дорівнює приблизно подвійному діяметрові циліндра, і пересічна швидкість толока становить 3 ÷ 2 м/сек.

Із зменшенням перебігу та збільшенням пересічної швидкости толока зазначені цифри збільшуються.

Якщо під час проєктування машини об'єм шкідного простору вибрано у вищезазначених межах, то дальше суто конструктивне завдання — здійснити цей об'єм під час проєктування парового циліндра та його деталів.

б) Лінія впуску

У § 9 зазначалося вже, що під час переходу пари з паровика в паровий циліндер в дбувається гальмування пари, через віщо тиск під час упуску в машину p'_1 менший за тиск пари p_1 у паровику. При дальшому наповненні тиск пари знижається ще більше.

Головна частина спаду тиску припадає на паропровід і визначається за формулою (6) у § 9.

Гальмування пари під час проходження всякого роду вентилів, водовідбірників, закруглень доводиться обраховувати окремо.

Дроселювання пари в органах пароросподілу під час нормального обтяження невелике і його можна звести до мінімуму належною конструкцією цих частин.

Тиск раптово спадає лише наприкінці впуску, коли швидкість толока доходить значної величини, а для проходу пари залишається лише вузьке щілина. У цьому місці лінія впуску закруглюється й переходить плавко в лінію розширення.

Похилий обрис лінії впуску пояснено в § 9. Ґрасман [1] вважає, що спад тиску за час впуску становить нересічно $0{,}1\ p_1$.

Через те що в дійсності ця величина коливається в широких межах, але істотно не відбивається на площі індикаторної діяграми, то спадом тиску за час впуску можна знехтувати під час будування діяграми, а відповідне зменшення площі діяграми оцінювати певним сучинником (див. § 18).

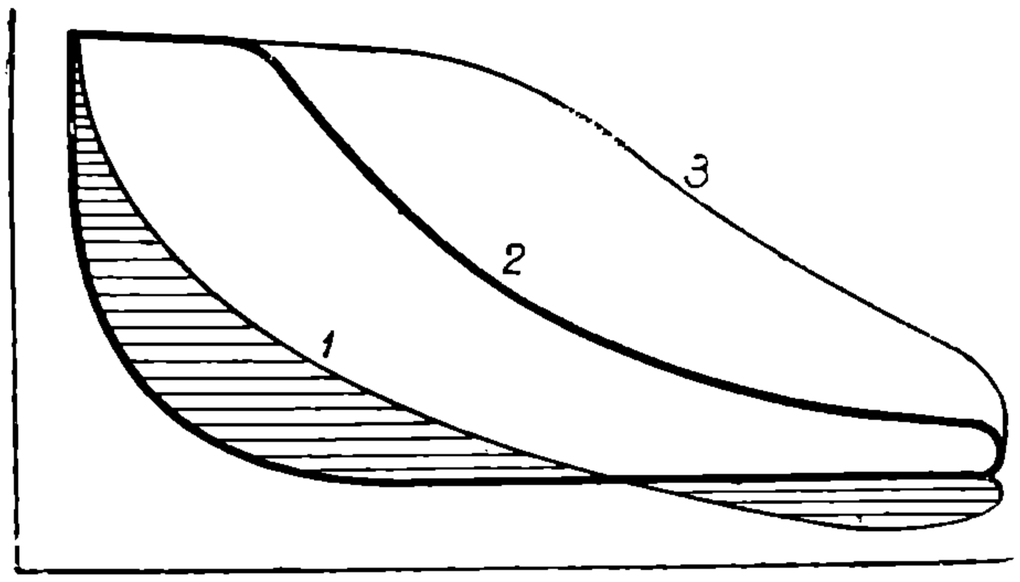
---

[1] Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. Berlin, 1924.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Положення та довжина лінії впуску сутньо впливає на площу діяграми, і, значить, на потужність машини. Цією обставиною користаються для того, щоб реґулювати потужність машини. Вживають реґулювання кількісного та якісного.

У першому разі положення лінії впуску по вишині не міняється (міняється лише довжина її, себто міра паповнення. Під час малих обтяжень кількість впусканої пари зменшується, і при цьому зменшується площа індикаторної діяграми; коли обтяження збільшене — міра наповнення збільшується. На фіг. 25 подано три діяграми машини: для ялового ходу (1), нормального (2) та максимального (3) обтяження. У діяграмі № 1 (зарискованій) лінія розширення спускається нижче за лінію випуску, втворюючи петлю від'ємної роботи. Корисна площа діяграми дорівнює різниці верхньої та нижньої петель твірних діяграм.



Фіг. 25. Кількісне реґулювання парової машини.

Через те що із зміною обтяження, відповідно змінюється й загальна витрата пари, то витрата пари на одиницю потужности залишається приблизно постійною в широких порівнюючи межах. Тому такий спосіб реґулювання в достатній мірі досконалий і на сьогодні майже виключно його й уживають.

Найменшу міру наповнення при такому реґулюванні звичайно приймають за рівну з нулем, себто відсіч відбувається на мертвому положенні толока. А як, проте, впуск пари починається до приходу толока в мертве положення, то в циліндер попадає деяка кількість пари й при нулевому наповненні. Очевидно, треба, щоб площа індикаторної діяграми ялового ходу (№ 1 на фіг. 25) відповідала б потужності меншій, ніж N_m — потужності, потрібній для перемагання опорів у машині. Якщо цієї умови не додержано, збільшення числа обертів під час ялового ходу не дасть зменшення потужности машини, і станеться розгін машини. Тому, в машинах з високим тиском впуску, що роблять на конденсацію та особливо в машинах з великим шкідним простором допоминаються абсолютно нулевого наповнення, з тим, щоб зовсім зупинити впуск пари в циліндер.

Максимальну міру наповнення вибирають у зв'язку з найбільшою потужністю, якої вимагають від машини. При цьому треба зважати на систему пароросподілу, бо деякі з них майже не допускають широких меж для зміни моменту відсічі. В циліндрових машинах без конденсації звичайно максимальна міра наповнення становить $40 \div 60^0/_0$, а в машинах з конденсацією— $30 \div 50^0/_0$.

Якісне реґулювання машини полягає в тому, що змінюють тиск пари дроселюванням її, а міра наповнення залишається постійною.

Індикаторні діяграми для цього випадку подано на фіг. 26.

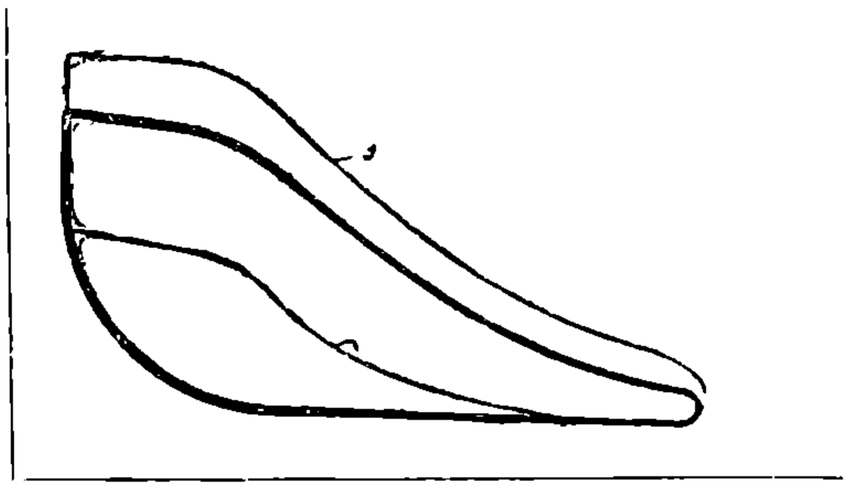
Об'єм пари, яку впускають у циліндер, залишається постійним для перших-ліпших потужностей, а кількість пари зменшується із зменшенням потужности, бо під час дроселювання збільшується питома вага пари. При досить сильному гальмуванні тиск наприкінці стискання легко може перебільшити тиск впуску, втворивши петлю від'ємної роботи. Сутньою хибою якісного реґулювання є те, що для можливости переобтяжити машину, пару під час нормального обтяження треба дроселювати, а ця обставина знижує здібність машини до переобтяження.

Не зважаючи на те, що під час дроселювання пара висушується або перегрівається, і, таким чином, зменшується початкова конденсація пари, кількісне

НБ УДУНТ (ДІІТ)

реґулювання дає постійнішу витрату пари на одиницю потужности, коли обтяження коливається. Сучасні машини будують виключно із кількісним реґулюванням.

Для нормального обтяження машини теоретично найкориснішою мірою наповнення машини без втрат була б міра наповнення, що відповідає діяграмі Ренкінового циклу, себто з цілковитим розширенням пари.



Фіг. 26. Якісне реґулювання парової машини.

У дійсній машині найкорисніше наповнення є не те, при якому найменше витрачається пари, а те, що при ньому вартість одиниці енерґії, яку виробляє машина, виходить мінімальна. Так, наприклад, для Ренкінового циклу, що теоретично дає найменшу витрату пари, потрібні великі розміри циліндра, а це збільшує витрати на амортизацію, проценти на витрачений капітал і т.д.

Тому економічно найкорисніше наповнення не сходиться з наповненням, що дає мінімальну витрату пари.

С л у к і[1] пропонує таку таблицю для мір наповнення, що дають мінімальну витрату пари (ε_1) і економічно найкорисніші ε_2).

ТАБЛИЦЯ II

Тиск впуску ата	Одноциліндрові машини без конденсації $\sigma = 0{,}05$		Одноциліндрові машини з конденсацією $\sigma = 0{,}035$		Машини подвійного розширення з конденсацією	
			ε_1	ε_2	ε_1	ε_2
3	0,35	0,50	0,15	0,22	0,13	0,20
8	0,19	0,28	0,105	0,16	0,085	0,13
10	0,16	0,24	0,095	0,14	0,072	0,11
12	0,14	0,21	0,09	0,13	0,07	0,10
16	0,11	0,16	—	—	0,06	0,09

За Казуом найкорисніші міри наповнення:

ТАБЛИЦЯ III

Тиск впуску ата	Одноциліндрові машини без конденсації реґулювання кількісн.	Одноциліндрові машини з конденсацією	
		З обгорткою	Без обгортки
4	0,39 ÷ 0,31	0,25 ÷ 0,14	0,15 ÷ 0,10
6	0,28 ÷ 0,23	0,15 ÷ 0,125	0,11 ÷ 0,08
8	0,22 ÷ 0,19	0,14 ÷ 0,12	0,09 ÷ 0,07
10	0,19 ÷ 0,17		

Нижню межу міри наповнення в цій таблиці вибирають для великих машин, коли паливо дороге й машини безперервно працюють. У цих випадках першорядне значення має витрата пари, а другорядне — вартість машини.

[1] S l u c k i, Jur Dampfmaschinentheorie.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли роблять насиченою парою, Ґрасман рекомендує вибирати міру наповнення за такими формулами:

$\epsilon = \frac{2}{p_1 + 2}$ для одноциліндрових машин, що роблять на атмосферу,

$\epsilon = \frac{1{,}3}{p_1 + 3}$ » » » » » » конденсацію.

Найзручніше визначати міру наповнення, задавши собі кінцевий тиск розширення (p_e) та збудувавши криву розширення знизу вгору.

Для економічно найкориснішого наповнення слід брати:

$p_e = 1{,}8 \div 2{,}5$ ата для одноциліндрових машин без конденсації,
$p_e = 1{,}0 \div 1{,}8$ » для одноциліндрових машин з конденсацією.
$p_e = 1{,}5 \div 2{,}2$ » для машин подвійного розширення без конденсації,
$p_e = 0{,}7 \div 1{,}3$ » для таких самих машин з конденсацією,
$p_e = 0{,}5 \div 0{,}9$ » для машин потрійного розширення з конденсацією.

При малих тисках p_e виходить мала міра наповнення, тому й тут потрібно керуватися правилом, зазначеним відносно таблиці Каза.

У прямотечійних машинах у зв'язку з високою порожнею, якої звичайно вживають тут, міра наповнення невелика: 8 — 10% (більші цифри належать до невисоких тисків впуску та до перегрітої пари, менші — до великих тисків впуску та до насиченої пари).

Тиск наприкінці розширення іноді навмисне вибирають великим, щоб мати значну міру наповнення. Останнє, як буде показано нижче, потрібне в машинах з простими суваками.

Усі зазначені величини стосуються теоретичної міри наповнення й відповідають об'ємові V' на фіг. 14. Дійсна міра наповнення, на яку проєктують пароросподіл, повинна бути взята трохи більшою, відповідно до вказівок у кінці § 9. Для орієнтовних підрахунків можна брати (див. фіг. 14)

$$V = (1{,}1 \div 1{,}2)\ V'$$

в) Розширення

У теоретичних процесах розширення пари вважалося за адіябатичне за законом

$$pv^k = \text{const}$$

Числові вартості для k зазначено в § 14.

На обрис кривої розширення в дійсному процесі впливають: тепловиміна із стінками циліндра та пропуски пари.

На початку розширення, коли здебільшого пара ще віддає частину свого тепла стінкам (початкова конденсація), крива розширення йде з більшим відхилом (крутіше), ніж адіябата. Наприкінці розширення, під час вторинного випаровування та віддавання тепла від стінок парі, температура й тиск пари вищі, ніж при адіябатичному процесі, — крива розширення йде положистіше (вище) за адіябату. У зв'язку з цим показники кривої розширення на початку та наприкінці перебігу толока виходять різні, звичайно наприкінці менші, ніж на початку. Наявність парової обгортки трохи вирівнює показник k у різних точках кривої розширення.

Якщо пароросподільчі органи нещільні, і коли гостра пара просочується в циліндер під час розширення, крива останнього йде положисто, бо тиск у кожній точці кривої виходить вищим. Витік пари під толоком у сусідню порожнину циліндра впливає на криву розширення протилежно: робить її крутішою. Якщо толок нещільний, то пара перетікає з досліджуваної порожнини

НБ УДУНТ (ДІТ)

в сусідню лише під час випуску та початку стиску в цій другій порожнині. А якщо тиск пари буде більший за тиск розширення в першій порожнині, то пара перетікатиме в зворотному напрямі і крива розширення в кінці своїм підійметься вище за нормальну.

Таким чином, показник кривої розширення не завжди ясно визначає причини, що обумовлюють його величину. Коли випробовують машини, то конче потрібно спочатку впевнитися, що машина не має пропусків, а потім уже з величини показника кривої розширення робити висновки про тепловиміну в циліндрі.

Через тепловиміну із стінками циліндра розширення пари відбувається по політроті, рівняння якої має вигляд

$$pv^m = \text{const}$$

Експериментальними дослідами встановлено, що при роботі насиченою парою звичайно показник

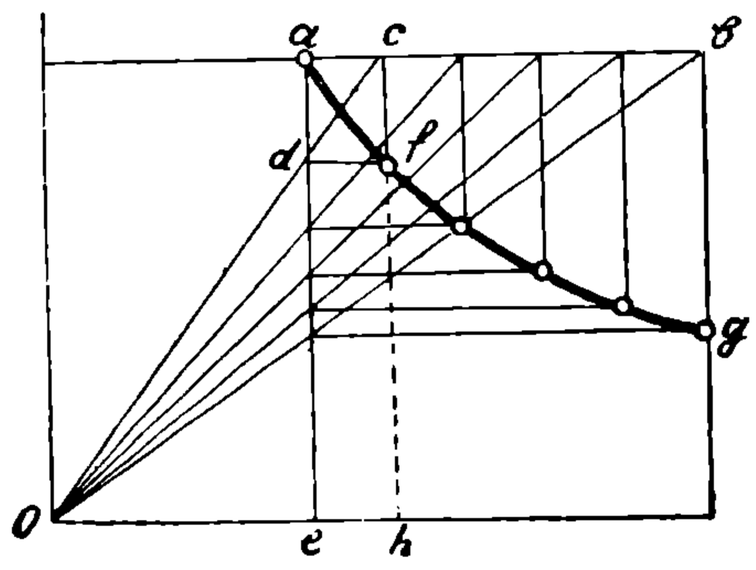
$$m = 1,$$

себто розширення відбувається за законом

$$pv = \text{const}$$

Це рівняння, що випадково збігається з ізотермою для газів (але, звичайно, ні в якому разі не ізотерма для пари), являє собою рівняння рівнобічної гіперболі в координатах p, v.

Із числових способів побудови цієї гіперболі найчастіше вживають методи, виображеної на фіг. 27.



Фіг. 27. Побудова рівнобічної гіперболі.

Припустімо, що треба вирисувати на протязі ab гіперболю, яка проходить через точку a. Проводимо через цю точку горизонталю та вертикалю. Віддалення ab поділяємо на довільне число частин (рівних або нерівних). У точці поділу з початку координат O проводимо промені. Зводимо нормалі з точок c та d перетину променів з горизонталею ab та вертикалею ae. Точки перетину f нормаль і будуть належати гіперболі ag. Це легко довести подібністю трикутників Ode та Och.

$$\frac{O_e}{O_h} = \frac{d_e}{c_h}$$

Через те що

$O_e = v_a$ (об'єм у точці a),
$O_h = v_f$ (об'єм у точці f),
$d_e = p_f$ (тиск у точці f),
$ch = p_a$ (тиск у точці a),

то

$$\frac{v_a}{v_f} = \frac{p_f}{p_a};$$
$$p_a v_a = p_f v_f = pv = \text{const}$$

Якщо під час побудови виходити з точки g (що звичайно й буває під час вирисовування індикаторної діяграми), то перш за все проводимо промінь ob (ордината в точки a повинна бути відома), потім — горизонталю через точку g. Перетин її з променем ob визначає положення вертикалі ae. Після цього побудову продовжують так, як описано вище.

З перегрітою парою справа трохи складніша. Показник адіябати для перегрітої пари

$$k = 1,3.$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

У дійсному процесі пересічна величина показника політропи m лежить у межах від 1 до 1,25 залежно від температури пари та, почасти, від міри наповнення. До того ж m більше на початку розширення й менше в кінці його. Із збільшенням перегріву та із збільшенням міри наповнення m збільшується. Останнє пояснюється тим, що при великій мірі наповнення точка переходу перегрітої пари в стані насичення лежить ближче до кінця розширення, і більша частина розширення відбувається за законом для перегрітої пари.

У таблиці IV наведено витяги з дослідів проф. Шретера над показником кривої розширення парових машин. У цій таблиці позначають:

t — температуру пари,

ϵ — міру наповнення,

m_1 — показник кривої розширення між початком розширення та середнім положенням толока,

m_2 — теж між середнім та кінцевим положенням толока.

Тиск гострої пари, при якому робили досліди, близько 10 атм.

ТАБЛИЦЯ IV

t		m_1	m_2
204,3	0,168	1,027	1,063
233,6	0,181	1,106	1,076
263,9	0,187	1,175	1,078
303,1	0,187	1,191	1,113
286,0	0,096	1,170	1,040
278,2	0,270	1,320	1,150

*

Криву розширення перегрітої пари можна будувати двома способами: 1) визначити точку переходу перегрітої пари в стан насиченої, і вище від цієї точки будувати криву за законом $pv^m = \text{const}$, а нижче від неї — за $pv = \text{const}$; 2) побудувати всю криву розширення з одним (пересічним) показником.

Тиск пари, при якому вона стає насичена, найпростіше визначити за допомогою $i - s$ діяграми на перетині адіябати розширення (вертикалі,) з граничною кривою. Безумовно, цей спосіб не зовсім точний, бо дійсний процес розширення не адіябатичний, але практично він задовільний.

Через те що криву розширення будують звичайно зворотним способом, виходячи з тиску наприкінці розширення, то спочатку рисують за вищеописаним способом нижню частину кривої розширення, як рівнобоку гіперболю, а потім за законом $pv^m = \text{const}$., починаючи від точки переходу, — в е р х н ю частину. До того ж для показника m можна рекомендувати такі цифри:

для перегріву на 50° $m = 1{,}1$
» » » 100° $m = 1{,}2$
» » » 150° та вище $m = 1{,}3$

Положення окремих точок кривої знаходять вирахунком за рівнянням

$$pv^m = \text{const}$$

У разі виберуть другий спосіб побудови кривої розширення, то можна запропонувати дві такі практичні методи.

Перша полягає в побудові політропи $pv^m = \text{const}$, до того ж показникові можна надавати вартостей:

для перегріву на 50° — 1,05
» » » 100° — 1,15
» » » 150° — 1,20
» » » 200° — 1,25

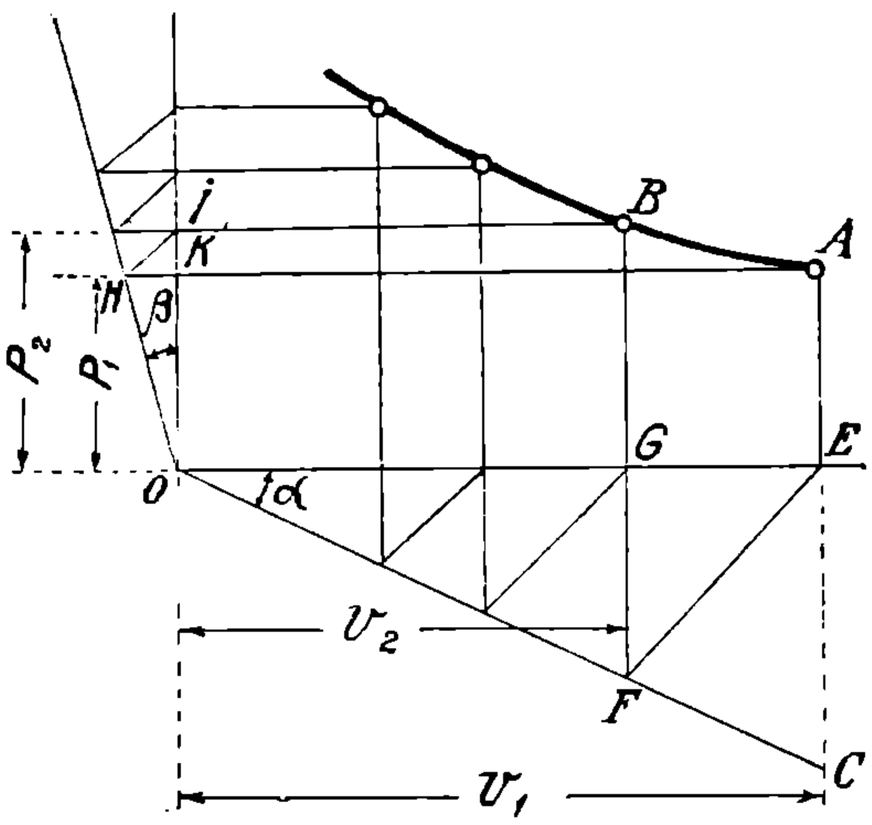
* Цифри, поміщені під рисою, стосуються другої серії дослідів.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Як і попередні дані, ці вартості m стосуються пересічних (нормальних) величин наповнення і підвищуються із збільшенням останніх.

Графічний спосіб побудови політропи запропонував Бауер і його подано на фіг. 28.

Припустімо, що треба провести політропу через точку A з координатами p_1, v_1. Через початок координат поводимо промені: перший під довільним кутом α, другий під кутом β, що залежить від показника політропи та від кута α. З точки A поводимо вертикалю AE та горизонталю AH. Через точки E та H поводимо прямі EF та HJ під кутом у 45° до позему. На перетині вертикалі через точку F та горизонталі через точку J лежить точка B, що належить політропі. У цьому легко впевнитися з такого:



Фіг. 28. Спосіб Бауера для побудови кривої розширення (або стиску) перегрітої пари.

$$GF = GE = v_1 - v_2;$$
$$KH = KJ = p_2 - p_1;$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{v_1 - v_2}{v_2};\ \operatorname{tg}\beta = \frac{p_2 - p_1}{p_1};$$

$$v_1 = v_2 (1 + \operatorname{tg}\alpha);\ p_2 = p_1 (1 + \operatorname{tg}\beta).$$

Піднісши перше рівняння до степеня m, найдемо

$$v_1^m = v_2^m (1 + \operatorname{tg}\alpha)^m$$

Помноживши це рівняння на попереднє:

$$p_1 v_1^m (1 + \operatorname{tg}\beta) = p_2 v_2^m (1 + \operatorname{tg}\alpha)^m$$

Якщо

$$1 + \operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^m,$$

то точка B дійсно лежить на політропі, бо тоді

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m.$$

Величину кута β визначаємо із передостаннього рівняння, після того, як оберемо кут α та показник m. Для $\alpha = 30°$, β можна взяти з такої таблиці:

ТАБЛИЦЯ V

m	β
1,00	30° —
1,05	31° 30′
1,10	33° —
1,15	34° 30′
1,20	36° —
1,25	37° 30′
1,30	39° —

Другий спосіб побудови кривої розширення перегрітої пари запропонував інж. Слукі. За цією методою політропу розширення будують, як рівнобічну гіперболю, але не з початку координат, а з нового полюса, зсунутого на деяку величину V_n від початку координата O.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли позначити відношення $\frac{V_n}{V_h} = n$, то для останньої величини Слукі дає формулу:

$$n = \frac{0{,}2 \cdot \lg \tau}{1 + \varepsilon + \sigma} (\varepsilon + \sigma) \qquad (14)$$

де τ — перегрів пари (рівниця між температурою пари та температурою насиченої пари того самого тиску),

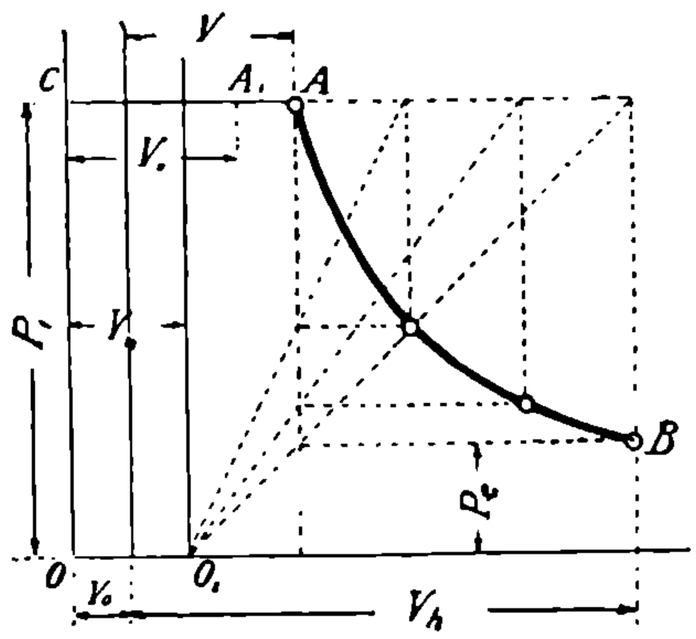
ε — міра наповнення в частках від довжини діяграми $\left(\varepsilon = \frac{V}{V_h}\right)$,

σ — шкідний простір у частках від довжини діяграми $\left(\sigma = \frac{V_0}{V_n}\right)$.

Вартість n виходить у тих самих одиницях, в яких позначено ε та σ.

На фіг. 29 політропу (відносно початку координат в O) — AB побудовано, як рівнобічну гіперболю з полюса O_1, до того ж

$$OO_1 = V_n = n\, V_h$$



Фіг. 29. Спосіб Слукі побудувати криву розширення перегрітої пари.

Спосіб Слукі зручний тим, що він більш-менш точно обраховує так міру перегріву, як і наповнення машини, тому не зважаючи на деяку штучність дає задовільні наслідки.

На практиці цим способом доцільно користатися тоді, коли задана міра наповнення, і криву розширення будують в початкової точки. Якщо криву розширення будують зворотним способом (з точки B), і міра наповнення на початку побудови невідома, то положення точки A можна приблизно намітити так:

Під час роботи насиченою парою розширення повинно було початися в точці A_1, до того ж

$$V_1 = \frac{p_e (V_h + V_0)}{p_1}$$

Точку A найдемо, збільшивши відтинок A_1C на стільки разів, на скільки питомий об'єм перегрітої пари (даної температури) більший за питомий об'єм насиченої пари.

г) Попереджання випуску

Для того, щоб тиск пари наприкінці розширення міг своєчасно знизитися до тиску випускання, випуск повинен починатися не в мертвому положенні, а трохи раніше. Попереджання випуску беруть то більше, що більша рівниця $p_e - p_2$; у машинах з конденсацією його беруть більшим, ніж у машинах, що роблять на атмосферу. Тому що для вирівнювання тисків важлива абсолютна тривалість випуску, то величина попереджання випуску повинна бути то більша, що більше число обертів машини та швидкість толока.

В одноциліндрових машинах звичайно попереджання випуску дається в таких межах (у $^0/_0$ від перебігу толока):

5 — $10^0/_0$ під час роботи на атмосферу,
8 — $15^0/_0$ » » » » конденсацію.

НБ УДУНТ (ДІТ)

У штумпфівських машинах, як уже зазначалося, попереджання випуску у відсотках від перебігу толока, що збігається з довжиною вікон, становить 10 — 12%.

На індикаторній діяграмі попереджання випуску визначається втратою невеликої площинки (див. фіг. 4).

Якби випуск почався з мертвої точки, то втрата площі на діяграмі була б ще більша, через підвищення тиску випускання.

г) Випуск пари

Лінія випуску в нормальній діяграмі має вигляд поземої прямої при тискові трохи більшому, ніж тиск у конденсаторі (або атмосфері). Різниця тисків пояснюється опором у пароподільчих органах і в випускній трубі і вона збільшується із збільшенням швидкости вихідної пари.

Для роботи на атмосферу звичайно

$$p_2 = 1{,}1 \div 1{,}15 \text{ ата}$$

У машинах з конденсацією найчастіше вибирають:

$$p_2 = 0{,}15 \div 0{,}25 \text{ ата}$$

(у штумпфівських машинах до 0,5 ата).

У машинах з протитиском, з яких пара йде в будь-які нагрівні прилади і призначена для того, щоб нею варити, сушити, огрівати тощо, тиск випускання можна взяти значно більшим за атмосферовий. Часто-густо зустрічаються машини з

$$p_2 = 3 \div 4 \text{ ата},$$

а коли тиск гострої пари дуже високий, то можна спрацьовану пару випускати з тиском у $10 \div 12$ атмосфер, напрямляючи її із спеціяльних машин високого тиску в машини нормального типу

д) Стиск пари

Вигідність стиску пари до певної межі з'ясована в § 13. Незалежно від цього стиск вигідний і з того погляду, що він чинить ніби елястичний відпружник, що вбирає інерцію рухомих мас та сприяє плавкішому ходові машини.

Стиск перешкоджає гідравлічному вдарові гострої пари, що впускається до циліндра, бо до моменту початку впуску тиск пари в циліндрі значно підвищується стиском.

На індикаторній діяграмі (фіг, 22) крива стиску являє собою політропу, подібну до кривої розширення. Вона також підлягає законові

$$pv^m = \text{const},$$

до того ж для машини, що працює насиченою парою

$$m = 1$$

У машинах на перегріту пару без парової обгортки крива стиску також має обрис, близький до рівнобічної гіперболі. Коли є обгортка, особливо покришкового нагріву, то крива стиску має приблизно ті самі вартості показника m, що й крива розширення перегрітої пари.

Під час проєктування лінії стиску на індикаторній діяграмі звичайно виходять з кінцевої точки цієї кривої (e_1 на фіг. 22) Кінцевим тиском міри стискання p_c задаються:

$p_c = 2 \div 2{,}5$ ата під час роботи на конденсацію,

$p_c = (0{,}4 \div 0{,}75)p_1$ під час роботи на атмосферу.

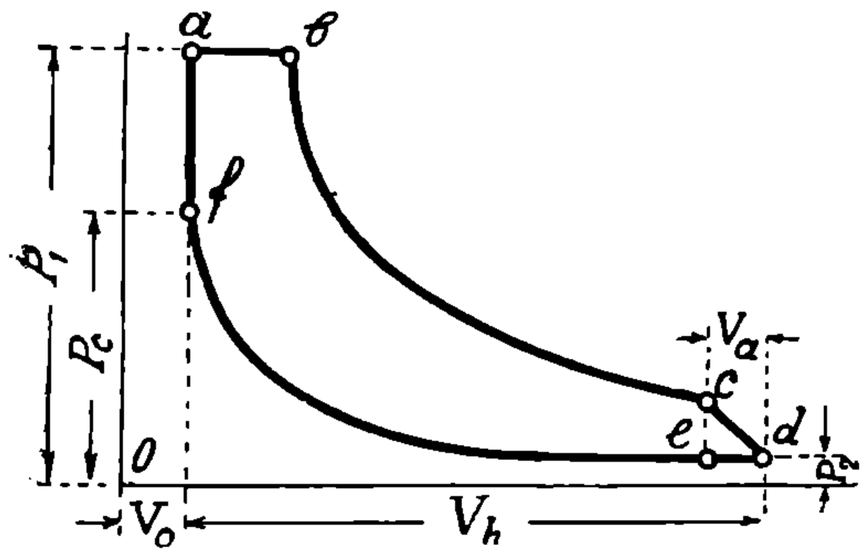
НБ УДУНТ (ДІТ)

З разі сувакового розподілу, тривалість стиску зв'язана з іншими моментами пароросподілу і може коливатись в досить широких межах.

У штумпфівських машинах стиск починається з моменту закривання толоком паровипускних вікон у точці e (фіг. 30).

Тому проєктуючи ці машини, слід криву стиску будувати, виходячи з точки e початку стиску.

Через тривалий стиск ($88 \div 90^0/_0$), кінцевий тиск стискання p_c у штумпфівських машинах виходить досить високий і то більший, що вищий тиск випуску p_2.



Фіг. 30. Індикаторна діяграма штумпфівської машини.

Коли машина робить на конденсацію, навіть з малим шкідним простором, то вдається звичайно тиск p_c мати нижчим за тиск впуску p_1. Проте, коли ту саму машину пустити на атмосферу, то майже завжди тиск p_c може перебільшити тиск p_1, утворивши на діяграмі петлю від'ємної роботи та шкідливо впливаючи на міцність частин машини.

Штумпфівські машини будують, переважно, для роботи на конденсацію. Щоб мати змогу працювати й на атмосферу (наприклад, коли поламається конденсаційна злагода), то циліндрові машини додають додаткових шкідних просторів, які можна приєднати до кожної з порожнин циліндра, — коли машина працює на атмосферу. Збільшення шкідного простору зменшує тиск наприкінці стискання p_c. Додатковий шкідний простір звичайно злагоджують у покришках циліндра й приєднують до робочих порожнин циліндра відкриванням спеціяльних хлипаків рукопаш або автоматично.

Величину шкідного простору V_0', потрібного під час роботи на атмосферу, можна визначити з таких рівнянь:

$$p_2 (V_h - V_a + V_0')^m = p_c' V_0'^m \text{ *}$$

Тут позначення відповідають фіг. 30, при чому під V_0' розуміється вся величина потрібного шкідного простору, а під p^1_c — максимально припускний тиск стискання.

Позначимо:

$$V_h - V_a = aV_h;$$

$$V_0' = xV_h$$

У такому разі

$$p_2 (aV_h + xV_h)^m = p'_c (xV_h)^m$$

$$\frac{a+x}{x} = \sqrt[m]{\frac{p'c}{p_2}};$$

$$X = \frac{a}{\sqrt[m]{\frac{p_c}{p_2} - 1}} \qquad (15)$$

Відповідно до тривалости стискання в штумпфівських машинах звичайно

$$a = 0{,}9.$$

* Див. В. В. Фармаковський. Паровые прямоточные машины в применении к паровозам. «Известия Киевского котлонадзора» за 1914 рік.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величину p'_c доводиться задавати для того, щоб вона була менша за p_1, але в той самий час не дуже мала, бо це значно збільшило б шкідний простір.

Звичайно

$$p'_c = p_1 - 1 \text{ ата}$$

Щодо решти величин у формулі (15), то

$$p_2 = 1{,}1 \text{ ата},$$

$$m = 1 \div 1{,}3.$$

Якщо нормальний шкідний простір у частках від робочого об'єму (під час роботи на конденсацію) ми назвемо σ, то величина додаткового шкідного простору, коли машину пускають на атмосферу

$$\sigma_1 = x - \sigma.$$

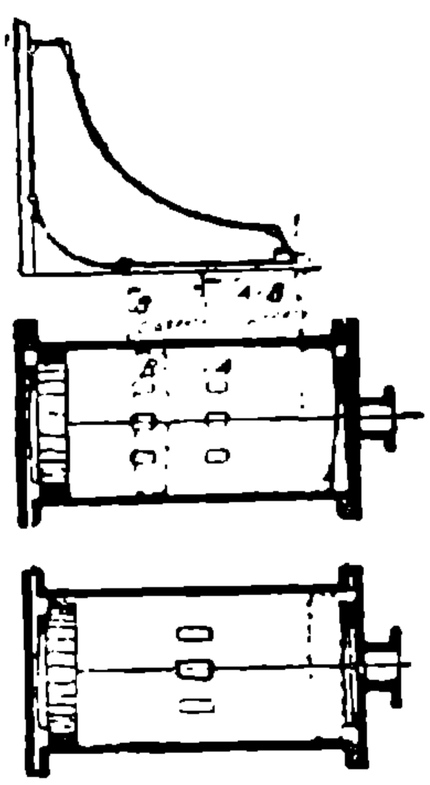
Штумпф дає таблицю повної величини шкідного простору, потрібного для роботи на атмосферу при таких даних: пара суха насичена, тривалість стиску $90^0/_0$, кінцевий тиск p'_c на 1 ата менший за тиск упуску p_1, тиск випуску p_2 = 1,03 ата.

ТАБЛИЦЯ VI

Тиск пуску p_1 ата	8	9	10	11	12	13	14	14	16
Повна величина шкідного простору x	27,9	23,8	21,3	19,2	17,6	16,25	15,15	14,2	13,4

Наведені цифри дають уявлення про те, який завбільшки некорисний шкідний простір слід вибирати для штумпфівських машин, що працюють на атмосферу. Одна із сутніх переваг цих машин — малий шкідний простір та його поверхня — під час роботи на атмосферу не має місця, тому стаціонарні прямотечійні машини й будують завжди з конденсаційною злагодою.

Через велику тривалість стиску в штумпфівських машинах кінцевий тиск стискання звичайно виходить некорисно великий і лише при дуже малому шкідному просторі його можна вважати за припускний з термічного боку. У зв'язку з цією обставиною запропоновано конструкції прямотечійних машин, в яких випускні вікна мають керовані хлипаки або суваки, а толок зроблений нормальної довжини. Схеми таких машин подано на фіг. 31.



Фіг. 31. Схема прямотечійних машин з керованими вікнами для випуску пари.

У нижній схемі циліндер загалом сконструктований так само, як і в штумфівській машині, але толок значно вкорочений і випуском пари керують спеціяльні випускні органи пароросподілу. Поки в циліндрі розширяються пари, то це орган закритий; його відкривають лише наприкінці перебігу толока, і випуск триває до закривання вікон толоком. Таким чином, стиск становить трохи менше за $50^0/_0$ від перебігу толока.

У верхній схемі фіг. 31 циліндер має два ряди випусних вікон. Коли толок рухається праворуч (впуск та розширяння пари), обидва ряди вікон закриті. У момент попереджання випуску вікна відчиняються, а коли толок рухається ліворуч (випуск пари), спочатку зачиняє толок ряд вікон A, а потім B. Після цього починається стиск пари, який можна зробити то меншим, що далі від середини циліндра розташовано ряди вікон A та B.

НБ УДУНТ (ДІТ)

В обох випадках початок випуску регулюється спеціяльним розподільчим механізмом, і лише початок стиску встановляється, як і в штумпфівській машині, самим розташуванням вікон.

Проф. Штумпф, у найновіших конструкціях своїх машин, щоб зменшити міру стиску, робить додаткові хлипаки для випуску пари; ці хлипаки чинять або автоматично або за допомогою спеціяльної повідні. Через те що ці хлипаки розміщені біля покришок циліндра, то цим порушується принцип прямотечійности. А проте, такі хлипаки можуть з успіхом замінити додатковий шкідний простір, коли машина робить на атмосферу.

е) Попереджання впуску

Для того, щоб при мертвому положенні толока шкідний простір був би вже заповнений гострою парою з тиском p_1, упуск пари в циліндер починається до приходу толока в мертве положення. Величина попереджання впуску повинна бути то більша, що менше стиснута пара, що більший шкідний простір та що швидше обертається машина.

Звичайно момент початку впуску кінематично зв'язаний з моментом відсічі і змінює своє положення, коли змінюється міра наповнення.

Попереджання спуску становить пересічно від 0,8 до 2% перебігу і на нормальній індикаторній діяграмі воно майже не помітно.

§ 17. Приклади побудови індикаторних діяграм одноциліндрових машин

1. Штумпфівська машина з перегрівом та конденсацією: тиск пари під час впуску $p_1 = 12$ ата, температура пари під час впуску $t_1 = 300°$ С, тиск у конденсаторі $p_2 = 0{,}08$ ата, пароровподіл—хлипаками в покришці циліндра.

Відповідно до вказівок в § 16-а вибираємс величину шкідного простору

$$V_0 = 0{,}04 \cdot V_h$$

Зручним мірилом для побудови діяграми є:

$$V_h = 150 \text{ мм}$$

$$1 \text{ атм} = 10 \text{ мм}$$

Відклавши робочий об'єм циліндра V_h (фіг. 32) у формі відтинка в 150 мм завдовжки і шкідний простір V_0, що в вибраному мірилі виміряється відтинком у 6 мм, знайдемо початок координат O.

На вишині 12 атм через точку a поведемо повему лінію впуску.

Задаємося тиском наприкінці розширяння p_e.

Припустімо (див. § 16-б)

$$p_e = 1 \text{ ата}$$

З точки c (на вишині p_e) будуємо зворотним способом криву розширяння. Для ілюстрації зробимо побудову двома способами.

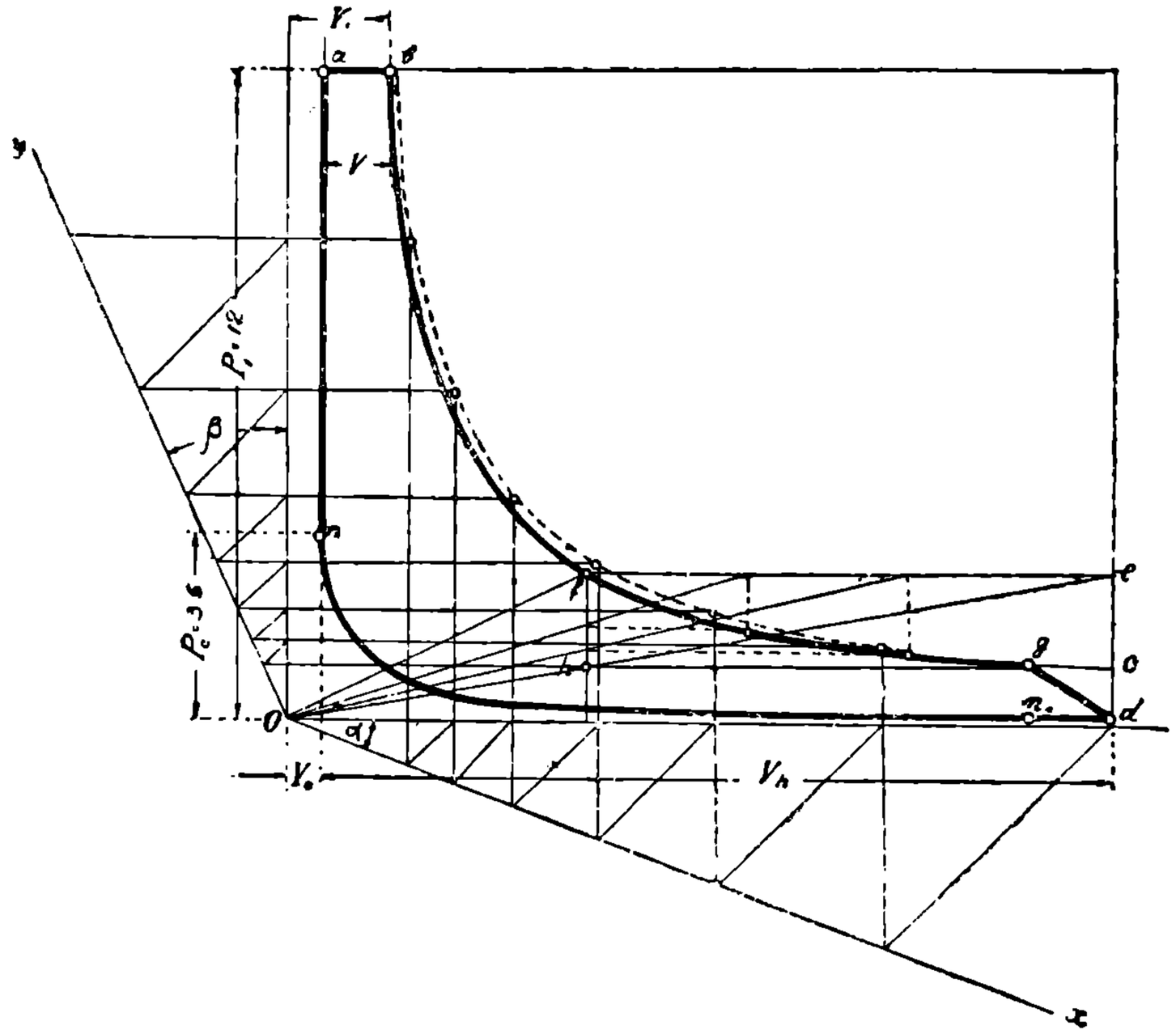
а) Визначмо тиск, при якому під час адіябатичного розширяння перегріта пара переходить у стан насичення; вище від цього тиску побудуймо криву розширяння по точках, як політропу $pv^m = \text{const}$, нижче —як рівнобіжну гіперболю.

Згадану точку переходу визначаємо за допомогою $i - s$ діяграми, повівши на ній вертикальну пряму (адіябату) від точки, що відповідає $p_1 = 12$ ата, $t_1 = 300°$ С до перетину з граничною кривою. Найдена точка лежить при тискові в 2,8 ата.

На індикаторній діяграмі із точки c будуємо графічним способом, описаним у § 16-в рівнобічну гіперболю, обмежену по вишині тиском у 2,8 атм (точка f).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Щоб побудувати криву поводимо промінь *Oe* з початку координат в точку, що відповідає тискові в 2,8 атм, і відмічаємо перетин цього променя (точка *h*) з горизонталею через точку *c*. Проводимо вертикалю *hf* та горизонталь *ef*.



Фіг. 32. Побудова індикаторної діяграми штумпфівської машини.

З початку координат вищезазначеним способом визначаємо променями декілька точок, що належать до гіперболі.

Починаючи з точки *f* та вищих — криву розширення побудуємо за законом

$$pv^m = \text{const},$$

до того ж вибираємо відповідно до температури пари

$$m = 1{,}25$$

Криву будуємо по точках.

Початкові координати

$$p = 28 \text{ мм}; \quad V = 56 \text{ мм}$$

Положення точки *b*, напр., визначається з рівняння ($p_1 = 120$ мм)

$$28{,}56^{1{,}25} = 120 \cdot V_1^{1{,}25}$$

$$V_1 = 17{,}5 \text{ мм}$$

У такий самий спосіб знайдено ще декілька точок політропи і цим закінчена побудова кривої розширяння.

Наповнення вимірюється відтинком

$$V = V_1 - V_0 = 17{,}5 - 6 = 11{,}5 \text{ мм}$$

У частках від перебігу толока (довжини діяграми) міра наповнення

$$\varepsilon = \frac{11{,}5}{150} \cong 0{,}08$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

б) Крива розширяння побудована як політропа з одним показником m по всій довжині (криву нарисовано крапчаком), керуючись із Б'уерової методи.

Показник кривої розширяння взятий (див. § 16-в)

$$m = 1{,}15.$$

Промені Ox та Oy поведено під кутами

$$\alpha = 20°$$

(довільно вибрано) і β, яке визначається з рівняння

$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^m - 1 = 1{,}364^{1{,}15} - 1 = 0{,}43$$

$$\beta = 25° 30'$$

Практичний спосіб побудови кривої описаний у попередньому параграфі. Політропа лише трохи відхиляється від кривої, побудованої за першим способом.

На діяграмі відзначене попереджання випуску в точці g, при чому $gc = 0{,}1V_h = 15$ мм (див. § 16-г). Відповідно до конструктивних особливостей штумпфівських машин (див. § 11-д) стиск починається в точці m, що лежить на одній вертикалі з точкою g (лінію dm доведено при тискові в $p_2 = 0{,}08$ ата).

Криву стиску mn побудовано по точках за законом:

$$pv^m = \text{const}$$

до того ж узято

$$m = 1{,}2$$

Кінцевий тиск стискання p_c визначений із рівняння

$$0{,}08 \cdot 141^{1{,}2} = p_c \cdot 6^{1{,}2}$$

(141 — абсциса точки m у мм, 6 — теж точки n)

$$p_c = 3{,}5 \text{ ата}$$

Визначмо ще величину шкідного простору, який треба мати для того, щоб під час роботи на атмосферу тиск стискання не перебільшував би тиску впускання.

За формулою (15)

$$x = \frac{0{,}9}{\sqrt[1{,}2]{\frac{11}{1{,}1}} - 1} = 0{,}155$$

(кінцевий тиск стискання взятий: $p_c' = 11$ ата).

Потрібна величина додаткового шкідного простору, коли машину пускаємо на атмосферу (у $^0/_0$ від робочого об'єму циліндра)

$$\sigma_0 = 15{,}5 - 4 = 11{,}5^0/_0$$

2. Льокомобільна машина з протитиском[1] та перегрівом пари.

Тиск пари під час впуску $p_1 = 13$ ата.
Температура пари під час впуску $t_1 = 300°$ С.
Тиск пари під час випуску $p_2 = 2$ ата.
Пароросподіл циліндричним суваком.
Шкідний простір $8^0/_0$.

[1] Випускаючи пару з машини, її напрямляють у будь-які нагрівні прилади і нею випарюють, сушать, нагрівають приміщення тощо.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли є простий сувак, то як буде показано в частині II цієї книги, міра наповнення повинна бути значно більша, ніж це потрібно для економічно вигідної роботи машини. У деяких випадках витрата пари в машині не має суттнього значення; зокрема це має місце й тоді, коли всю пару з машини використовують у нагрівних приладах. У цих випадках тиск p_e наприкінці розширяння можна брати значно більшим за ті межі, які зазначені в § 16-б.

У даному випадку ми задамося мірою наповнення й візьмемо її, виходячи із змоги застосування простого сувака

$$\epsilon = 40\%$$

Відкладімо на діяграмі (фіг. 33) робочий об'єм циліндра в формі відтинка

$$V_h = 150 \text{ мм}$$

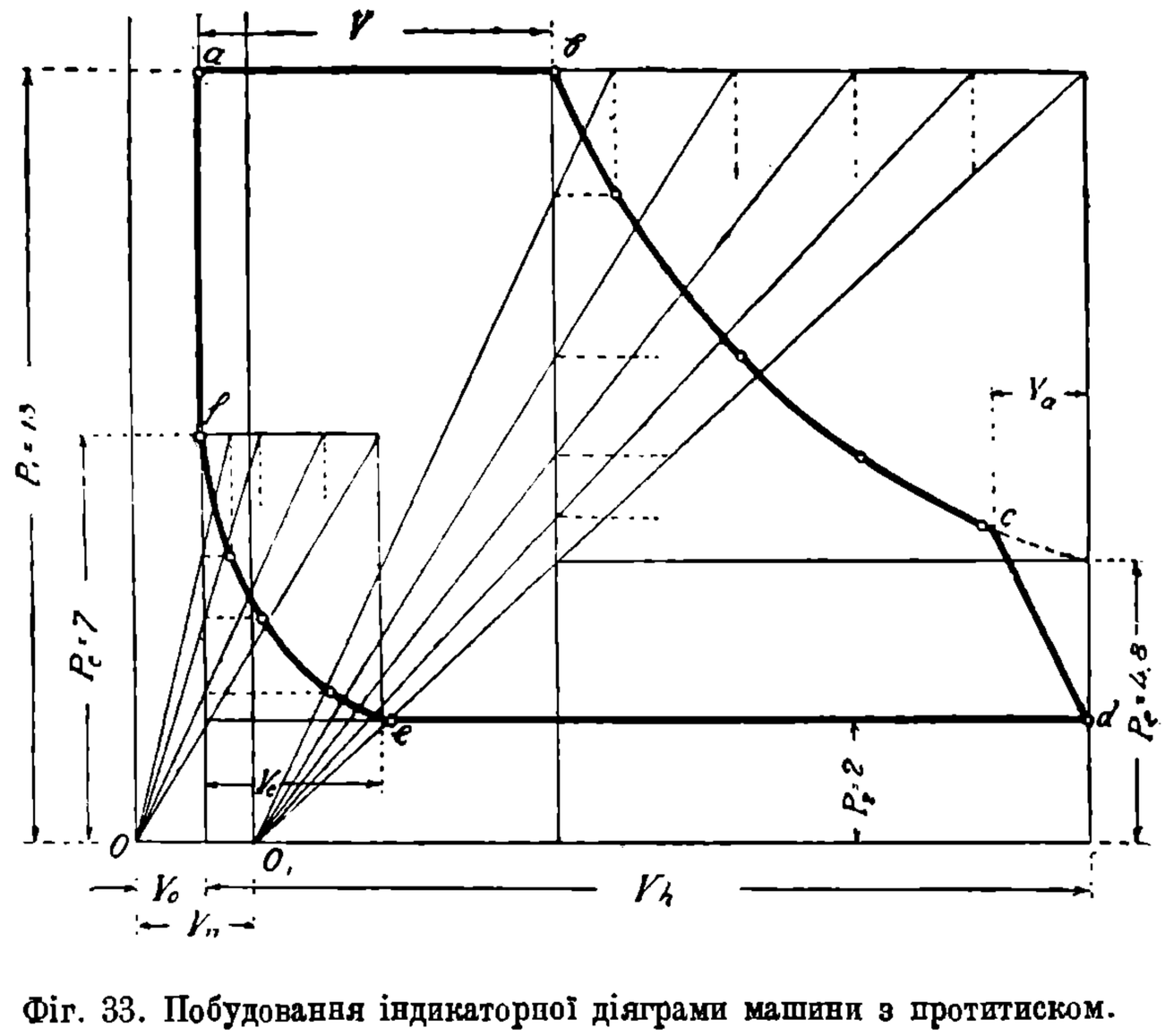
і шкідний простір

$$V_0 = 0{,}08 \cdot 150 = 12 \text{ мм},$$

поведемо лінію впуску ab, завдовжки

$$V = 0{,}4 \cdot 150 = 60 \text{ мм}$$

Криву розширення перегрітої пари побудуємо за способом Слукі, як рівнобічну гіперболю, але відносно нового початку координат.



Фіг. 33. Побудування індикаторної діяграми машини з протитиском.

Перенесімо початок координат в точку O_1, до того ж

$$V_n = OO_1 = n\, V_h = \left[\frac{0{,}2 \lg \tau\, (\epsilon - \sigma)}{1 + \epsilon + \sigma}\right] V_h$$

У нашому випадку перегрів пари

$$\tau = 300° - 190° = 110°$$
$$\epsilon = 0{,}4$$
$$\sigma = 0{,}08$$

$$n = \frac{0{,}2 \lg 110 \cdot 0{,}48}{1{,}48} = 0{,}132$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На діяграмі ми відкладемо V_n у формі відтинка

$$V_n = nV_h = 0{,}132 \cdot 150 = 19{,}8 \text{ мм}$$

Крива *bc* являє собою побудовану в певний спосіб рівнобічну гіперболю полюса O_1.

Через те що спад тиску наприкінці розширення досить значний (2,8 атм), то попереджання випуску зробимо більшим, ніж звичайно практикується.

Візьмімо

$$V_a = 0{,}12\, V_h$$

Тиском наприкінці стиску задамося.

Візьмемо

$$p_c = 0{,}55\ p_1 \cong 7 \text{ ата}$$

Криву стиску побудуємо зворотним способом, виходячи з точки *f*, за законом

$$pv = \text{const}$$

За полюс побудови править початок координат *O*.

Наведені приклади побудови індикаторних діяграм показують, що цифрові дані, рекомендовані в § 16, є лише пересічні нормальні числа. У багатьох випадках, залежно від конструкції машини, її призначення, режиму роботи — доводиться більше чи менше відступати від нормальних величин.

§ 18. Визначення потужности машини за індикаторною діяграмою

З термодинаміки відомо, що площа діяграми, яка виображає зміну стану пари в координатах *p*, *v*, являє собою роботу пари.

Індикаторна діяграма в певному мірилі дає роботу пари в одній з порожнин циліндра за один оберт вала.

Позначимо цю роботу Q кг/м.

Зважаючи на те, що ми звичайно маємо справу з машинами подвійного чину робота обох порожнин становить за один оберт вала $2Q$, а за *n* обертів за хвилину потужність машини

$$N_i = \frac{2\,Qn}{60} \quad \frac{\text{кг/м}}{\text{сек.}}$$

або

$$N_i = \frac{2\,Qn}{60 \cdot 75} \text{ м. к.}$$

Потужність N_i звуть індикаторною. Корисна потужність машини менша за неї на величину механічних опорів (див. § 14).

Площу індикаторної діяграми змінимо рівновеликою площею прямокутника, якій основа дорівнює довжині діяграми. Позначимо вишину цього прямокутника через p_1 та назвемо п е р е с і ч н и м і н д и к а т о р н и м т и с к о м.

Очевидно

$$Q = p_i \cdot V_h = pFH;$$

де F — площа поперечного перекрою парового циліндра в см²

H — перебіг толока в м

p_i — в кг/м²

Таким чином, індикаторна потужність машини подвійного чину

$$N_i = p_i F \frac{2\,Hn}{60 \cdot 75} \tag{16}$$

У машині простого чину

$$N_i = p_1 F \frac{Hn}{60 \quad 75} \tag{17}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Під площею поперечного перекрою циліндра, або площі толока F розуміють вільну площу, піддану тискові пари, себто, як відкинути площу перекрою толокового тягеля.

Формули (16) та (17) виведено з припущенням, що корисні площі толока (F' та F'') однакові в обох порожнинах і пересічні індикаторні тиски p_i однакові. Справді ж звичайно F' не дорівнює F'', і індикаторні діяграми порожнин трохи відрізняються одна від одної.

Тому формулу (16) в загальному вигляді можна переписати так

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{Hn}{60 \cdot 75}, \tag{18}$$

до того ж для машини без наскрізного толочила

$$F' = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F'' = \frac{\text{II}}{4} (D^2 - d^2),$$

де D — діяметр циліндра в см,

d — діяметр толокового тягеля в см.

Застосування формули (18) буде до речі під час випробів машини. А для проєктування або завчасних підрахунків можна користатися формулою (16), припускаючи в ній.

$$F = 0{,}97 \frac{\pi D_2}{4}$$

себто вважаючи (для машин середнього тиску), що перекрій тягеля становить пересічно $3^0/_0$ від площі толока.

Через те що пересічна швидкість толока

$$c_m = \frac{2H_n}{60} = \frac{H_n}{30}, \tag{19}$$

то

$$N_i = 0{,}97 \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{p_i c_m}{75} \tag{20}$$

або

$$N_i' = (p'_i F' = p_i'' F'') \frac{c_m}{2{,}75} \tag{21}$$

Ефективна потужність машини (див. § 14):

$$N_e = \eta_m \cdot N_i, \tag{22}$$

де η_n — механічний сучинник видатности.

Користаючись вищеподаними формулами, можна визначити потужність машини, знаючи її розміри та індикаторну діяграму; або при заданій потужності та діяграмі — визначити розміри циліндра.

Перший випадок має місце під час випробів, другий — під час проєктування машини.

В обох випадках суттьо-важлива буде величина — пересічний індикаторний тиск.

$$p_i = \frac{Q}{V_h}$$

Через те що Q вимірюється площею індикаторної діяграми, а V_h довжиною останньої, то питання зводиться до визначення площі діяграми.

Найпростіше виміряти площу за допомогою планіметра. А коли його немає під рукою, то можна рекомендувати такий спосіб (фіг. 34)

НБ УДУНТ (ДІТ)

Індикаторну діяграму розбивають ординатами на 10 частин з рівними відданнями між ординатами. Кожна з ординат являє собою середню лінію трапезу, заштрихованого для першої та останньої ординати. Коли довжина дяграми V_h, то площа такого трапезу дорівнює.

$$\frac{V}{10} \quad y, \text{ де } y\text{--довжина ординати.}$$

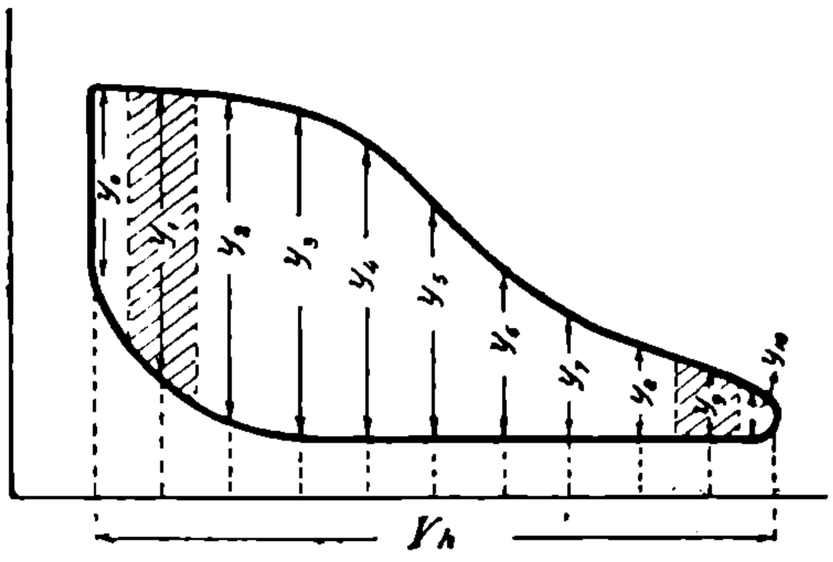
Поводячи середні лінії y_0 та y_{10} площинок, що залишилися на кінцях діяграм, найдемо цілу площу діяграми

$$Q = \frac{V_h}{10}\left(y_1 + y_2 + \qquad \cdot + y_0 + \frac{y_0 + y_{10}}{2}\right)$$

Пересічний індикаторний тиск

$$p_i = \frac{Q}{V_1} = \frac{1}{10}\left(y_1 \quad y_2 + \qquad + y_0 + \frac{y_0 \quad y_{10}}{2}\right) \tag{23}$$

p_i вийде в тих самих одиницях довжини, що в них виміряно відтинки y.



Фіг. 34. Вимірювання площі індикаторної діяграми.

Знаючи мірило тисків індикаторної діяграми, не трудно визначити p_i в кг/см^2.

Коли проєктують нову машину, то звичайно буває задано: N_e, n, p_1, t_1 та p_2.

Керуючись трьома останніми величинами будуємо індикаторну діяграму. Визначаємо пересічний індикаторний тиск p_i. Зважаючи на те, що під час побудови діяграми звичайно нехтують нахилом лінії впуску і не скруглюють обрису діяграми в перехідних точках, слід запроваджувати, знаходячи пересічний індикаторний тиск, сучинник повноти діяграми, що його можна взяти рівним із 0,98. На цю величину слід помножити площу діяграми, виміряну по рисунку.

Задають собі величину механічного сучинника видатности — η_m

Для добре побудованих поземих машин

$$\eta_m = 0{,}85 \div 0{,}92$$

Для добре побудованих сторчових машин

$$\eta_m = 0{,}88 \div 0{,}95.$$

Із формули (22) визначають індикаторну потужність.

Задають собі пересічну швидкість толока c_m.

Звичайно

$$c_m = 2 \div 3 \text{ м/сек.}^1,$$

але для машин швидкорушних та з великим перебігом толока c_m доходить 5 м/сек (в паротягових машинах до 7 м/сек).

За формулою (20) визначають діяметр циліндра D, а за формулою (19)— перебіг толока H.

---

[1] Для штумпфівських машин c_m доходить 4,5 м/сек.

НБ УДУНТ (ДІТ)

До того ж бажано, щоб

$\frac{H}{D} = 1{,}5 \div 2$ для звичайних машин з числом обертів до 160 за хвилину.

$\frac{H}{D} = 0{,}9 \div 1{,}5$ для швидкорушних машин ($n > 160$)

$\frac{H}{D} = 1 \div 1{,}3$ для штумпфівських машин.

Якщо відношення $\frac{H}{D}$ виходить із зазначених меж, то здебільшого треба змінити c_m, щоб дійти бажаного результату [1].

При яловім ході машини розвивається потужність, величину якої в $^0/_0$ від індикаторної нормальної потужности можна визначити за формулами:

для машин, що працюють на атмосферу: $\xi = 10 - 0{,}30\sqrt{\frac{N_i}{c_m}}$

» » » » » конденсацію: $\xi = 13 - 0{,}33\sqrt{\frac{N}{c_m}}$ (23-а)

Пароозподіл машини повинен бути так спроєктований, щоб розвивана під час мінімального наповнення потужність була менша за потужність ялового ходу.

П р и к л а д.

Визначмо розміри циліндра для поземої штумпфівської машини, побудова діяграми для якої розібрана в прикладі 1 § 17 (фіг. 32).

Крім тисків та температури пари задані:

Ефективна потужність машини $N_e = 200$ м. к.
Число обертів $n = 160$.

Сплянімітрувавши індикаторну діяграму, знайдемо площу її

$$Q = 4710 \text{ кв. мм.}$$

Помноживши цю величину на сучинник повноти діяграми 0,98 та поділивши на довжину діяграми (150 мм), визначимо пересічний індикаторний тиск

$$p_i = \frac{4710 \cdot 0{,}98}{150} = 30{,}7,$$

або, беручи до уваги мірило тисків на діяграмі (1 атм = 10 мм),

$$p_i = 3{,}07 \text{ кг/см}^2,$$

Задамося механічним с. в.

$$\eta_m = 0{,}9$$

За формулою (22) індикаторна потужність машини

$$N = \frac{200}{0{,}9} = 222 \text{ м. к.}$$

Візьмемо пересічну швидкість толока

$$c_m = 3 \text{ м/сек}$$

---

[1] У тихорушних машинах c_m виходить іноді менше за 1 м/сек.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

За формулою (19) перебіг толока

$$H = \frac{30 \cdot c_m}{n} = \frac{30 \cdot 3}{160} = 0{,}56 \text{ м.}$$

$$H = 560 \text{ мм.}$$

Із рівняння (20) знаходимо площу толока

$$\frac{\pi D^2}{4} = \frac{75 \cdot N}{0{,}97 \cdot p_i \cdot c_m} = \frac{75 \cdot 222}{0{,}97 \quad 3{,}07 \cdot 3} = 1865 \text{ см}^2$$

Відкіля діяметр циліндра

$$D \cong 485 \text{ мм.}$$

Відношення

$$\frac{H}{D} = \frac{560}{485} = 1{,}15$$

не виходить із меж зазначених для штумпфівських машин [1].

За формулою (23-а)

$$\xi = 13 - 0{,}33 \sqrt{\frac{222}{3}} \cong 10,$$

себто на яловий хід витрачається 10% від нормальної індикаторної потужности машини або 22 механ. коней.

§ 19. Аналітичний розрахунок парової машини. Визначення наповнення із заданої потужности машини

Для орієнтовних хутких підрахунків можна й не будувати індикаторної діяграми. Задавшись тиском p_e наприкінці розширення, можна визначити міру наповнення машини з рівняння:

$$p_1 (\sigma + \varepsilon)^m = p_e (1 + \sigma)^m$$

$$\varepsilon = 1 + \sigma \sqrt[m]{\frac{p_e}{p_1}} - \sigma \qquad (24)$$

Так само, задавшись тиском наприкінці стискання p_c, можна знайти міру стиску $\varepsilon_c = \frac{V_c}{V_h}$ (див. фіг. 33) з рівняння

$$p_c \cdot \sigma^m = p_2 (\sigma \quad \varepsilon)^m$$

$$\epsilon_c = \sigma \left(\sqrt[m]{\frac{p_c}{p_2}} - 1 \right) \qquad (25)$$

Щодо пересічного індикаторного тиску, то для випадку роботи насиченою парою, його можна досить точно визначити із рівняння:

$$p_i = u (f p_1 - f' p_2), \qquad (26)$$

де u, f та f' являють собою певні числові сучинники, p_i — тиск гострої пари, p_2 — спрацьованої пари.

Формула 26 базується на визначенні площі індикаторної діяграми, як роботи розширяння та стискання пари, що проходять за законом $pv = \text{const}$. Величина цієї роботи визначається в формул, які виводять у термодинаміці, у функції тиску та об'єму пари.

---

[1] Буде не зайве ще раз відзначити, що для машин звичайного типу, так величина c_m, як і відношення $\frac{H}{D}$ повинні бути інші.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Вартість сучинників f та f' залежить від величини шкідного простору, міри наповнення та міри стиску. У функції цих останніх величин числові величини сучинників (за Ґрасманом) подано в таблиці VII.

ТАБЛИЦЯ VII

$\varepsilon = \frac{V}{V_h}$	f при $\sigma =$					$\varepsilon = \frac{V_c}{V_h}$	f_1 при $\sigma =$			
	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08		0,02	0,04	0,06	0,08
0,00	0,00	0,079	0,130	0,172	0,208	0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	0,200	0,237	0,270	0,298	0,322	0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,08	0,282	0,312	0,339	0,363	0,385	0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,10	0,330	0,356	0,380	0,402	0,422	0,15	1,213	1,146	1,113	1,090
0,12	0,374	0,398	0,420	0,439	0,457	0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,15	0,435	0,454	0,473	0,490	0,505	0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,18	0,489	0,506	0,522	0,537	0,550	0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,20	0,522	0,537	0,552	0,561	0,577	0,40	1,877	1,653	1,536	1,459
0,25	0,597	0,608	0,620	0,631	0,641	0,50	2,192	1,903	1,749	1,647
0,30	0,661	0,670	0,680	0,688	0,697	0,60	2,526	2,172	1,980	1,853
0,35	0,717	0,725	0,733	0,739	0,746	0,70	2,880	2,459	2,229	2,076
0,40	0,767	0,772	0,778	0,783	0,789	0,80	3,245	2,757	2,489	2,310

Сучинник u у формулі (26) є сучинник повности індикаторної діяграми і йо о можна брати $u = 0\ 96 \div 0{,}98$.

Приклад.

Визначити пересічний індикаторний тиск машини, що робить пасиченою парою $p_1 = 10$ ата на атмосферу. Шкідний простір $\sigma = 0{,}08$.

Приймаючи, що $p_2 = 1{,}1$ ата $p_e = 2{,}3$ ата, $p_c = 5$ ата, знаходимо за формулою 24 ($m = 1$):

$$\varepsilon = (1 + 0{,}08) \cdot \frac{2{,}3}{10} - 0{,}08 \cong 0{,}17$$

Міра стиску за формулою (25):

$$\varepsilon_c = 0{,}08 \left(\frac{5}{1{,}1} - 1 \right) \cong 0{,}28$$

З таблиці VII інтерполяцією находимо

$$f = 0{,}535$$
$$f' = 1{,}262$$

Беручи

$$u = 0{,}96,$$

Знаходимо за формулою (26)

$$p_i = 0{,}96\ (0{,}535 \cdot 10 - 1{,}262 \cdot 1{,}1) = 3{,}8 \text{ кг/см}^2.$$

Для машин, що роблять перегрітою парою вищеописаний спосіб визначати пересічний індикаторний тиск непридатний (обчислення сучинника f та f' став занадто складним).

Аналітичної методи розрахунку машини (без побудови індикаторної діяграми) ні в якому разі не слід вживати проектуючи машину. Зате її з успіхом можна рекомендувати для таких наприклад підрахунків, як визначення міри наповнення із заданої потужности.

У цьому випадку за однією з формул попереднього параграфа визначають пересічний індикаторний тиск p_i. Із таблиці VII вибирають сучинник f' (міра стиску повинна бути відома), а за формулою (26) знаходять сучинник f:

$$f = \frac{1}{p_1} \left(\frac{p_i}{u} + f' p_2 \right) \qquad (27)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблиця VII дає змогу підшукати міру наповнення, що відповідає цьому сучинникові.

Цю методу можна застосувати й до машини, що робить перегрітою парою, зробивши поправку за способом проф. Ґрасмана, описану у нижченаведеному прикладі:

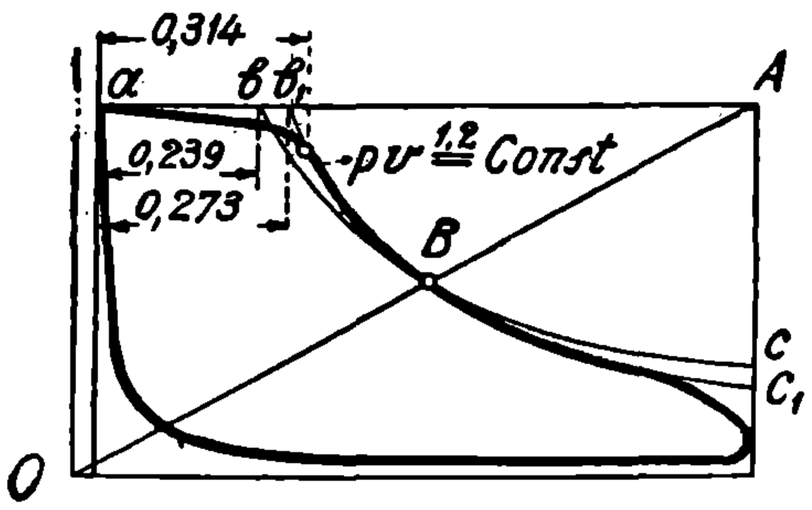
Приклад[1].

Одноциліндрова машина робить парою в 7 ата, з температурою в 320° на конденсацію ($p_2 = 0{,}21$ ата). Число обертів машини — 130 за хвилину, нормальна потужність — 110 мех. коней.

Діяметр циліндра 420 мм. Перебіг толока — 600 мм. Міра стиску $\varepsilon_c = 0{,}5$. Шкідний простір $\sigma = 0{,}04$.

Треба визначити міру наповнення під час максимальної потужности машини — 160 м. к.

За формулами (16) та (22) находимо пересічний індикаторний тиск



Фіг. 35. Визначення міри наповнення машини, що працює перегрітою парою.

$$p_i = \frac{60 \,.\, 75\, N_e}{2\eta_m FHn}$$

Взявши

$$\eta_{i:n} = 0{,}915$$

(звичайно трохи більше, ніж при нормальному обтяжі),

$$n = 128,$$

(на $1{,}5^0/_0$ менше за нормальне число обертів через певну міру нерівномірности ґулятора)

$$F = 0{,}98\,\frac{\pi D^2}{4} \cong 1360 \text{ см}^2,$$

находимо

$$p_i = \frac{2250 \,.\, 160}{0{,}915 \,.\, 1360 \,.\, 0{,}6 \,.\, 128} = 3{,}77 \text{ кг/см}^2$$

Із таблиці VII знаходимо

$$f' = 1{,}903$$

За формулою (27), припускаючи, що $u = 0{,}98$:

$$f = \frac{1}{7}\left(\frac{3{,}77}{0{,}98} + 1{,}903 \,.\, 0{,}21\right) = 0{,}605$$

У таблиці VII величина $f = 0{,}552$ відповідає $\varepsilon = 0{,}20$; величині $f = 0{,}620$ відповідає $\varepsilon = 0{,}25$. Інтерполяцією знаходимо

$$\varepsilon = 0{,}239.$$

Через те що машина робить перегрітою парою, то знайдена величина не є остаточна.

Ґрасман гадає, що під час роботи перегрітою парою пересічний індикаторний тиск слід вибирати таким самим, як і для машин що роблять насиченою парою. Тому, він рекомендує міняти міру поповнених, коли переходять на роботу перегрітою парою таким способом: нарисувати криву розширення насиченої пари bc за законом $pv = \text{const.}$ (фіг. 35), із початку координат про-

[1] Запозичено з книги R. Grassman. Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschinen. Berlin, 1924.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вести діягоналю OA та через точку B — криву розширення перегрітої пари b_1c_1 (за законом $pv^m = \text{const.}$) Відтинок ab дасть величину теоретичної міри наповнення під час роботи перегрітою парою (площі діяграм, обмежених лініями bc та b_1c_1, приблизно однакові).

У розгляданому прикладі, крив й b_1c_1, побудованій за законом $pv^{1,2} = \text{const.}$, відповідає теоретична міра наповнення $\varepsilon = 0{,}239$. Дійсна міра наповнення (як урахувати дроселювання пари) повинна становити близько 0,314.

§ 20. Визначення витрати пари машиною за індикаторної діяграми

Об'єм пари, що міститься в циліндрі в момент відсічі (кінець випуску), становить (див. фіг. 33):

$$V_0 + V = (\sigma + \varepsilon) V_h$$

Якщо ми позначимо питому вагу гострої пари — γ_1, (відповідно до тиску p_1 та температури t_1), то вага пари, що міститься в циліндрі, дорівнює

$$(\sigma \quad \varepsilon) V_h \gamma_1$$

У точці e (на початку стиску) в циліндрі залишився об'єм пари

$$V_c + V_0 = (\varepsilon_c + \sigma) V_h \text{ *}$$

вагою

$$(\varepsilon \quad \sigma) V_h \gamma_2$$

де γ — питома вага спрацьованої пари при тискові p_2. Приблизну величину γ_2 слід визначати за допомогою i—s діяграми, проводячи на ній адіябату розширення від початкового стану пари до тиску p_2 та визначаючи таким чином приблизний стан пари під час випуску.

Отже, за один перебіг толока в циліндер впускається кількість пари (в кг)

$$G = V_h [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2]$$

За n обертів за хвилину машина витрачає пари за годину

$$G_0 = 120n [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2] V_h \qquad (28)$$

Таким чином, витрата пари на індикаторного мех. коня за годину, яка визначається за діяграмою, буде

$$D_i' = \frac{G_0}{N_i}$$

Маючи на увазі, що за формулою (16)

$$\frac{120nVh}{N_i} = \frac{120nFH}{N_i} = \frac{60.60.75}{10000\, p_i} = \frac{27}{p_i} \text{ **}$$

витрату пари можна виобразити такою формулою:

$$D'_i = \frac{27}{p_i} ([\varepsilon + \sigma)\gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma)\gamma_2] \text{ кг/і. к. с.-г.} \qquad (29)$$

Цілковита витрата пари на індикаторного мех. коня-годину

$$D_i = D_i' + D_i'' + D_i'''$$

---

* ε_c — міра стиску, що дорівнює $\frac{V_c}{V_h}$

** До знаменника заведено 10000 тому, що в формулі (28) площу толока $F = \frac{V_h}{H}$ визначено в м², а в формулі (16) — у см².

НБ УДУНТ (ДІТ)

де D'' — витрата пари на початкову конденсацію (форм. 7 у § 12),

D''' — витрата пари на пропуски (форм. 5 в § 8).

Визначення витрати пари за цими формулами не дає такого точного наслідку, щоб ним можна було користатися під час випробів машини. Неточність обумовлюють такі причини:

1) трудність точно визначити міру наповнення та стиску з індикаторної діяграми, знятої з машини;

2) неточність у визначенні питомої ваги γ_2;

3) різниця питомої ваги пари наприкінці впуску від тієї величини, яку взято для розрахунку: через початкову конденсацію, питома вага пари збільшується наприкінці впуску, — найдужче при перегрітій парі;

4) неточність формул для D'' та D''', яких не можна застосувати до всіх випадк в на практиці.

Витрата пари, вирахувана за викладеною методою, може придатися лише для розрахунків під час проєктування, та й то, головне, при роботі насиченою парою.

У § 24 подано трохи точнішу методу підрахунку витрати пари з індикаторної діяграми.

Приклад.

Визначмо витрату пари для машини з протитиском, індикаторну діяграму якої розглянуто в § 17 (фіг. 33).

Для цієї машини

$$p_1 = 13 \text{ ата}$$
$$t_1 = 300^\circ \text{C}$$
$$p_2 = 2 \text{ ата}$$
$$\varepsilon = 0{,}4$$
$$\sigma = 0{,}08$$
$$\varepsilon_c = 0{,}2$$

Потужність машини

$$N_i = 250 \text{ м. к.}$$

Розміри циліндра:

$$D = 500 \text{ мм}, \quad H = 750 \text{ мм.}$$

Число обертів

$$n = 120.$$

Пересічна швидкість толока

$$c_m = \frac{Hn}{30} = \frac{0{,}75 . 120}{30} = 3 \text{ м/сек.}$$

Питома вага пари під час впуску в машину

$$\gamma_1 = \frac{10000}{\frac{47{,}1T}{p} - 160} = \frac{10000}{\frac{47{,}1 . 573}{13} - 160} = 5{,}32 \text{ кг/м}^3$$

Під час випуску:

$$\gamma_2 = 1{,}11 \text{ кг/м}^3$$

(γ взято з таблиць для сухої насиченої пари при тискові $p_2 = 2$ ата, бо як нанести процес розширення на діяграму $i - s$, то виявляється, що пара виходитиме в машини майже сухою насиченою).

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} H = \frac{\pi}{4} 0{,}5^2 . 0{,}75 = 0{,}147 \text{ м}^3$$

Витрата пари за діяграмою (форм. 28):

$$G_0 = 120 . 120 . (0{,}48 . 5{,}32 - 0{,}28 . 1{,}11) . 0{,}147 = 4750 \text{ кг/год.}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Витрата пари на одиницю потужности

$$D_i' = \frac{4750}{250} = 19 \text{ кг/м. к.-год.}$$

Витрата пари на початкову конденсацію (форм. 7, стор. 33):

$$D''_i = a\frac{B}{\sqrt{c_m}} = \frac{0.91 \cdot 0,5}{\sqrt{3}} = 0,26 \text{ кг/м. к.-год.}$$

У формулі, згідно із вказівками в § 12, взято

$$a = 0,91;\ B = 0,5 \text{ (перегріта пара).}$$

Витрата пари на пропуски (форм. 5, стор. 21):

$$D_1''' = \left(\frac{8,8}{\sqrt{N_i c_m}} + \frac{1}{2c_m}\right) \cdot 0,75 \text{ *}$$

$$D_i''' = \left(\frac{8,8}{\sqrt{250 \cdot 3}} + \frac{1}{2.3}\right) 0,75 = 0,37 \text{ кг/м. к.-год.}$$

Повна витрата пари в машині на індикаторного механічного коня за годину:

$$D_i = 19 + 0,26 + 0,37 = 19,63 \text{ кг/м. к.-год.}$$

Ця витрата надзвичайно велика і пояснюється великою мірою наповнення та високим протитиском.

Відзначімо, що для добрих машин, що роблять парою з нормальним тиском, з перегрівом конденсацією, витрата пари на мех. кінь-годину становить 5 ÷ 6 кг і в кращих випадках доходить до 4 кг.

Незалежно від цього здобута цифра може значно відрізнятися від дійсної витрати пари, через примітивну методу обчислення, особливо, як застосувати її до перегрітої пари.

---

* Сучинник 0,75 заведено тому, що машина робить перегрітою парою (див. § 8).

НБ УДУНТ (ДІТ)

3. Досліджування робочого процесу машини за допомогою індикаторної діяграми

§ 21. Будова індикатора та користування ним

Як було зазначено в § 3, індикаторну діяграму можна зняти з машини, що працює, за допомогою спеціяльного приладу, який звуть індикатором.

Типову конструкцію індикатора подано на фіг. 36 (розенкранцівський індикатор).

Циліндер A за допомогою ґранта D злучається з досліджуваною порожниною, парового циліндра машини (в стінці останнього завжди роблять дві дірки. з вітвортівською різзю діямет. 1″, що злучаються з шкідним простором циліндра і які роблять спеціяльно для індиктування). У циліндрі індикатора може переміщатися толок B, зв'язаний з писним приладом так, що під час переміщання толока олівець K рисує сторчові прямі лінії на папері, навитому на барабан L. Під тиском пари в циліндрі машини толок B рухається вгору, стискаючи при цьому пружину C. Коли в циліндрі тиск зменшиться, то пружина повертає толок B униз. Таким чином, кожному тискові пари відповідає певне положення індикаторного толока, а разом з ним і олівця K.

Барабан L індикатора може повертатися біля своєї осі, при чому в один бік він обертається під чином шнура H, а назад вертається за допомогою пружини, вкладеної всередину барабана. Під час обертання барабана та постійного тиску в циліндрі, олівець K рисує на папері поземі прямі лінії.

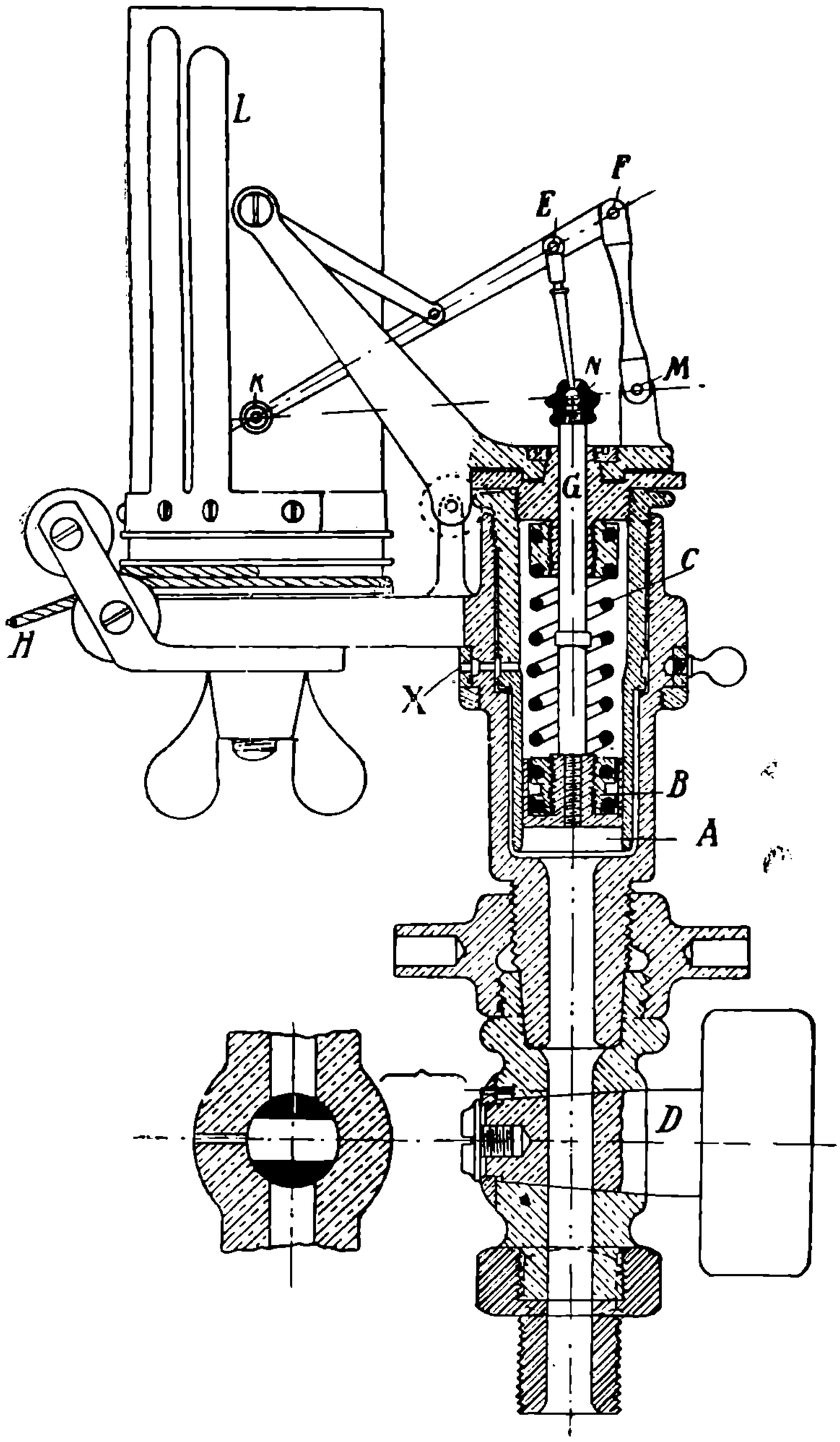
Щоб погоджувати рух барабана з перебігом толока досліджуваної машини шнурок H злучають із ковзанцем або з іншою частиною машини, що рухається разом із толоком. Через те що довжина кола невелика (діяметр барабана звичайно буває в $30 \div 50$ мм), то барабан з ковзанцем злучається за допомогою зменшувача перебігу. За зменшувача перебігу на машині може правити проста важільна передача, до того ж довге рамено важеля злучається з ковзанцем, а коротке — із шнуром H; а частіш доводиться вживати зменшувачів перебігу, які спеціяльно роблять фірми, що будують індикатори. Конструкцію одного з них ясно видно на світлині на фіг. 37, де зменшувач перебігу приґвинчений до індикатора. Шнурок H накручується на маленький крутень O зменшувача перебігу. На одній осі з ним насаджений великий крутень P, на якому накручений шнур, що злучається з ковзанцем. Під час руху останнього крутні P та O обертаються (в один бік — натяганням шнура S, назад — пружиною, закладеною в крутні P), при чому переміщання шнурка H у стільки разів менше від перебігу ковзанця, у скільки разів діяметр крутня O менший від діяметра крутня P.

Таким чином, при постійному тискові в циліндрі, олівець K пише на папері поземі прямі, довжина яких пропорційна перебігові толока машини або об'ємові її циліндра. При одночасній зміні тиску пари, олівець вирисовує криву стану пари в координатах p_1 v, себто індикаторну діяграму.

Пружина є змінна частина індикатора. До останнього додається декілька пружин, розрахованих на різні максимальні тиски. Залежно від тиску

НБ УДУНТ (ДІТ)

пари в машині, в індикатор закладають ту або іншу пружину. Кожна пружина калібрована, на ній вибите її мірило, себто прогин в мм при зміні тиску на 1 кг/см², збільшений у відношенні до рамен важеля KF. Звичайно це відношення дорівнює 6, і тому величина прогину пружини в 6 разів менша від її



Фіг. 36. Індикатор фірми Dreyer, Rosenkranz & Droop із внутрішньою пружиною.

м рила. Знаючи м рило пружини, нетрудно визначити тиск у першій-липшій точці діяграми, а також і пересічний індикаторний тиск. Останній, найдений з діяграми в мм, щоб перевести в кг/см², треба поділити на мірило пружини.

Мірило пружини залежить від її температури. Тому індикатори із зовнішньою пружиною (див. фіг. 37) мають перевагу проти індикаторів із внутрішньою

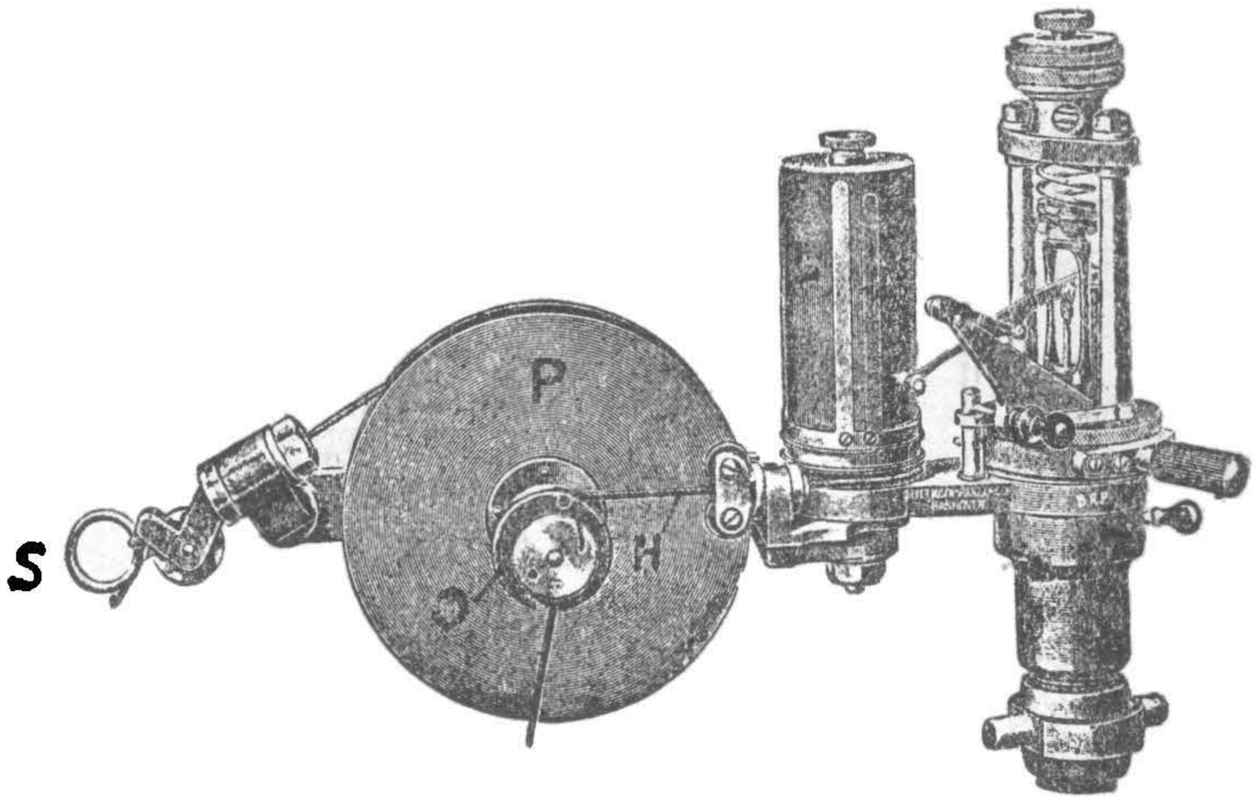
НБ УДУНТ (ДІІТ)

пружиною, що нагрівається парою. Мірило останньої слід визначати в гарячому стані. Незалежно від температури, мірило пружини з часом міняється, й тому перед кожною спробою треба мірило перевірити, для чого вживають спеціяльних приладів.

Найвідсміші індикатори Розенкранца, Майгака, Шеффера та Буденберґа, Лемана.

Не зважаючи на просту конструкцію, з індикаторами слід поводитися вміло й обережно та старанно доглядати їх.

Перед тим, як уживати їх, треба індикатора розібрать, поставити пружину,



Фіг. 37. Індикатор фірми Dreyer, Rosenkranz & Droop із зовнішньою пружиною.

відповідно до максимального тиску пари в машині, старанно згвинтити частини індикатора, щоб ол вець не мав мертвого ходу, помастити кістяною олівою циліндер індикатора.

Для точних дослідів пружину слід перевіряти і до і після випробувань, вибравши за справжнє мірило пересічну величину обох випробувань.

Треба також упевнитися в тому, що толок індикатора щільно прилягає до циліндра по всій довжині, не пропускаючи пари, але й не затинаючись. Пропуски пари викривають просочуванням води й пари через отвори в індикаторі, які сполучаються з верхньою порожниною циліндра індикатора (див. фіг. 36 — X). Затинання толока легко виявити, як зняти діяграму (див. нижче).

Часто на машину встановляють лише один індикатор, злучаючи його з обома порожнинами циліндра за допомогою триходового ґранта. При точних дослідах такий спосіб індиктування неприпускний, бо в довгих трубках, що злучають індикатор з порожнинами циліндра, спадає тиск; крім того в них скупчується конденсаційна вода, що спричиняє вдари індикатора об толок: ці вдари переінакшують діяграму.

У всякому разі перед тим, як установляти індикатора, ґранти слід добре продмухати. А перед ним як здіймати діяграми продмухування слід повторити, вийнявши толок індикатора або вживаючи спеціяльного триходового ґранта під індикатором.

Шнурки із зменшувачем перебігу повинні бути добре натягнуті в обох мертвих положеннях машини. Зменшувач перебігу треба встановити так, щоб довжина діяграми була б якомога ближче до довжини кола індикаторного барабана.

Пров вши на барабані індикатора атмосферову лінію (ґрант повинен бути закручений), слід, відкрутивши ґрант пропустити декілька перебігів і тільки після цього зняти діяграму.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Після вжитку індикатор слід розібрати, старанно витерти, почистити та помастити кістяною олією.

§ 22. Оцінювання роботи машини з індикаторної діяграми

Діяграма, знята з машини є кращий показник правильности процесу в машині.

У попередніх параграфах розглянуто ідеальні діяграми парових машин, та припускні відхили від них. Тому можна вважати, що уявлення про нормальну індикаторну діяграму визначено, і нижче буде подано типові неправильності діяграм, що показують на ту або иншу ненормальність процесу.

Слід відзначити, що низка неправильностей в діяграмі може бути обумовлена індикатором, його станом або невмілим поводженням з ним, тому такі перекручування діяграм ми вилучимо в спеціяльну групу (фіг. 38 — 40).

Щоб з'ясувати ненормальності діяграм, подібні до фіг. 46 та 49, досить виміряти тиск впуску й випуску на діяграмі та порівняти їх з відповідними показами манометрів. У цих та решті наведених випадків неправильність процесу в достатній мірі ясна і часто її легко виправити.

Проте, щоб остаточно знати про нормальність робочого процесу, треба ще дослідити криву розширяння пари та визначення її показника m. Склавши рівняння

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m$$

для перших-ліпших двох точок кривої розширення, легко визначити показник m, бо p_1, v_1, p_2 для обраних точок відомі. Звичайно m визначається на початку, в середині та в кінці кривої розширення (по шістьох точках).

Для машин, що працюють насиченою парою, можна рекомендувати графічний спосіб, який запропонував проф. Дерфель (фіг. 51).

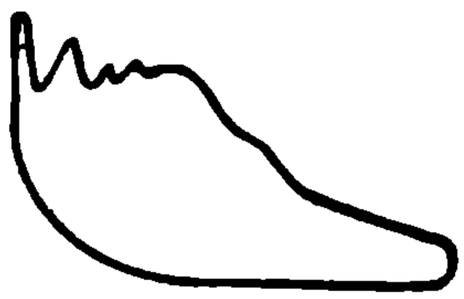
Продовжуючи лінію впуску та розширяння до взаємного перетину, находимо точку A, що відповідає моментові відсічі (початок розширяння). Через точку поводять вертикалю. Через перші-ліпші точки a_1, a_2 a_3 кривої розширяння поводять горизонталі до перетину з Ay в точках q_1, q_2 і т. д. Через ці точки з початку координат O поводять промені до перетину в точках b_1, b_2, b_3 з вертикалями через точки a_1, a_2, a_3. Через те що описаного способу застосовують у зворотному порядку під час побудови рівнобічної гіперболі (див. § 16-в), то під час розширяння пари за законом $pv = \text{const.}$, лінія AB повинна являти собою позему пряму. А коли ця лінія, яку звуть Д е р ф е л е в о ю х а р а к т е р и с т и к о ю, буде крива, то показник m кривої розширяння не дорівнює 1. При цьому крива AB підійметься, якщо $m < 1$ і спуститься, якщо $m > 1$. В останньому випадку крива розширяння йде крутіше за рівнобічну гіперболю, в першому — положистіше за неї.

Крутий обрис кривої розширення ($m > 1$) здебільшого пояснюється нещільністю випускного органу або толока: під час розширення пара витікає з циліндра або перетікає в сусідню порожнину. Коли толок нещільний, то показник $m > 1$ тільки на початку розширення; а в кінці його перетікання пари в сусідню порожнину припиняється, бо в останній починається стиск пари.

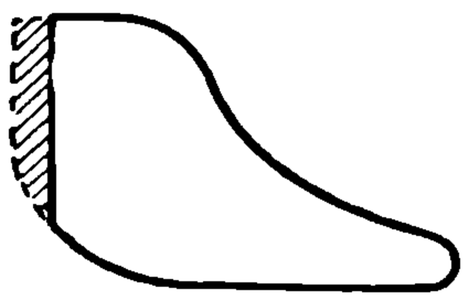
Якщо $m < 1$ (крива розширення положистіша за рівнобічну гіперболю, то це буває від нещільности впускного органа: під час розширення пара ще йде в циліндер.

На показник кривої розширення впливає й величина початкової конденсації пари в циліндрі. Як уже зазначалось у 16-в, через початкову конденсацію показник m на початку розширення більший, а наприкінці його менший за свою нормальну величину. Різниця цих чисел показує міру втрати від початкової конденсації.

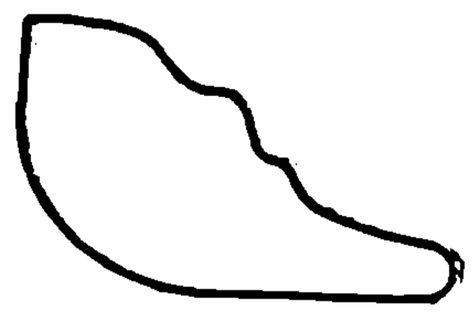
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фіг. 38. Удар води в індикаторі або слабка пружина, що не перемагає сил інерції рухомих мас індикатора.

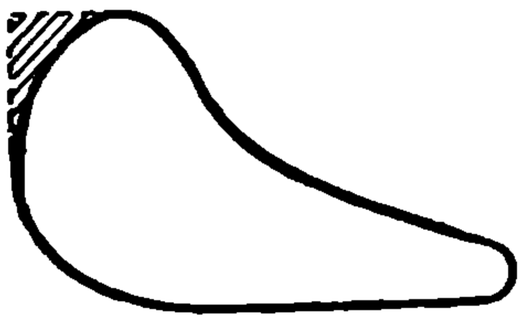


Фіг. 39[1]. Занадто довгий шнур до зменшувача перебігу. Частина перебігу толока машини відбувається при нерухомому барабані індикатора. Характерний стук останнього.

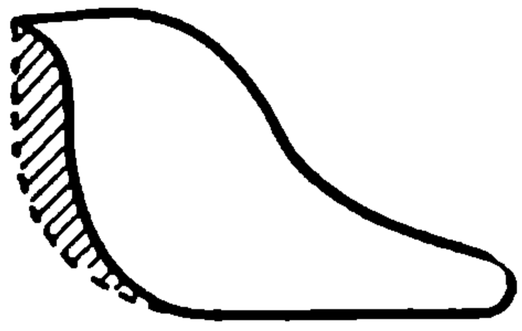


Фіг. 40. Затинання індикаторцого толока (скоки на лінії розширення).

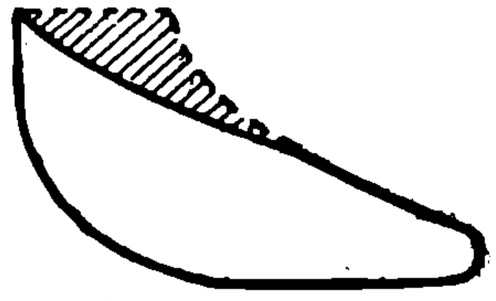
На фіг. 41—50 подані індикаторні діяграми, ненормальність яких обумовлюється самим процесом у машині.



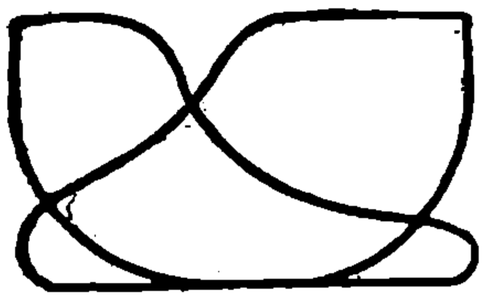
Фіг. 41. Мале попереджання впуску, а в деяких випадках навіть початок впуску після виходу толока з мертвого положення.



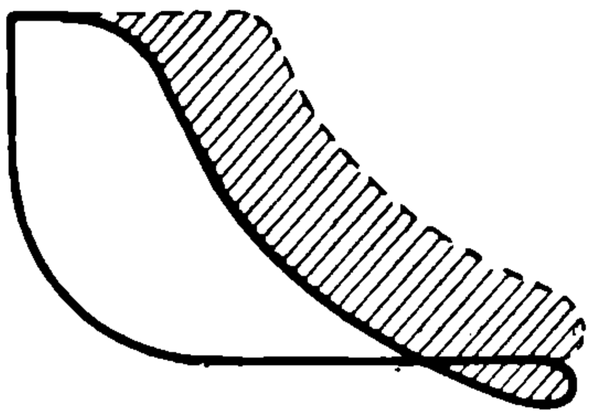
Фіг. 42. Занадто велике попереджання впуску.



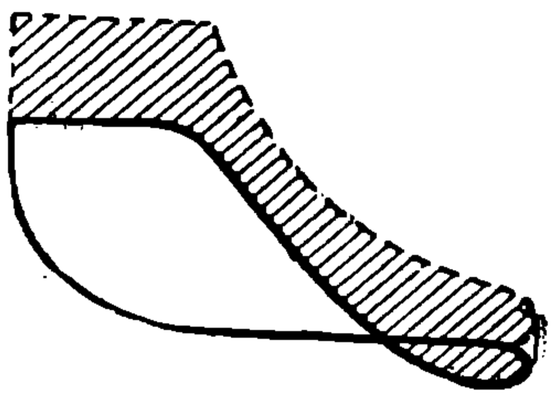
Фіг. 43. Гальмування впускної пари через недостатність перекрою каналів для впуску пари в циліндер.



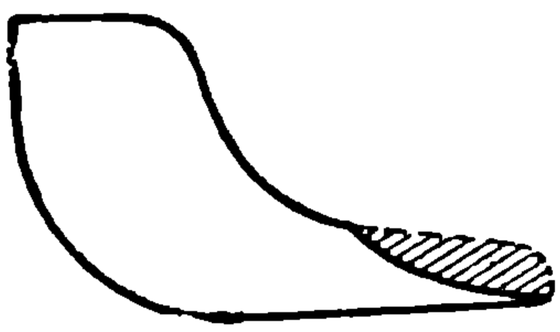
Фіг. 44. Неодинакові міри наповнення в обох порожнинах через неправильне встановлення пароросподілу.



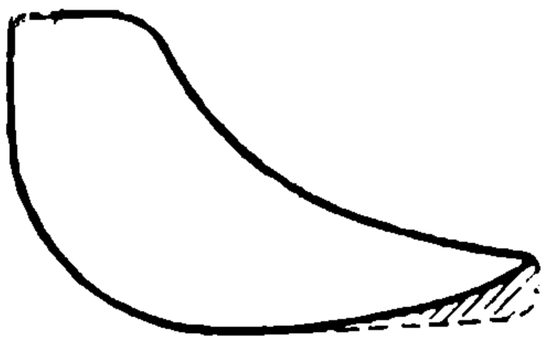
Фіг. 45. Якщо показник кривої розширення в нормальних межах, — занадто мала міра наповнення, напр. під час неповного обтяження.



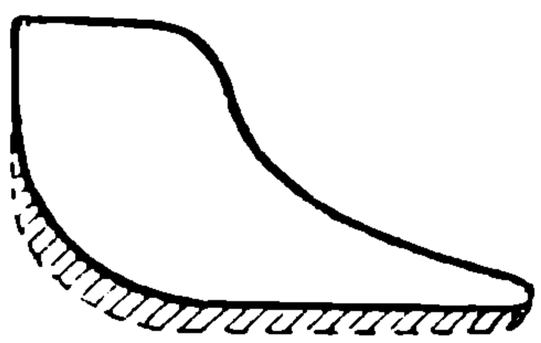
Фіг. 46. Малий тиск пари в паровику або сильне дроселювання впускним клапаном.



Фіг. 47. Надмірне випередження випуску.



Фіг. 48. Мале попереджання випуску.

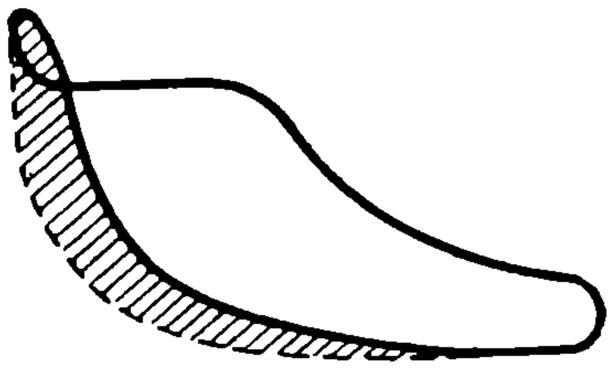


Фіг. 49. Високий протитиск через неправильну роботу конденсаційної заслони або малий перекрій паровипускних каналів (паропроводу).

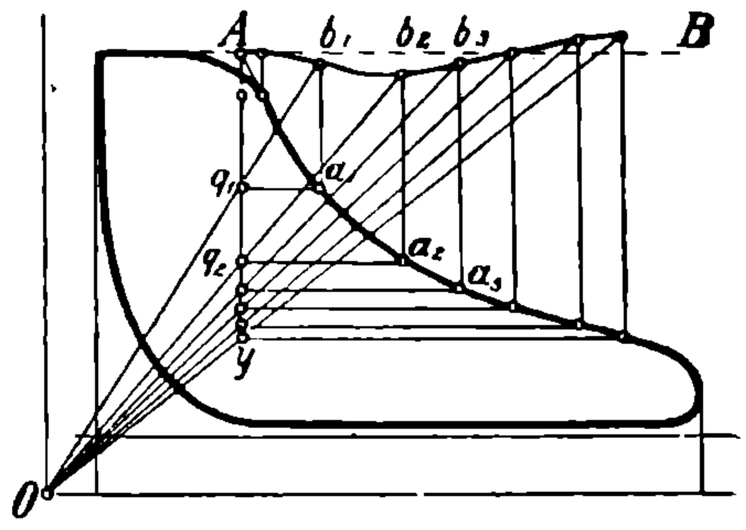
[1] Нормальні діяграми показані крапчаком. Втрати зарисковано.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Для перегрітої пари показник m у різних точках політропи розширення найзручніше визначати аналітично[1].



Фіг. 50. Високий стиск через раннє закривання випускного канала. Така сама діяграма може вийти при малому тиснові впуску.



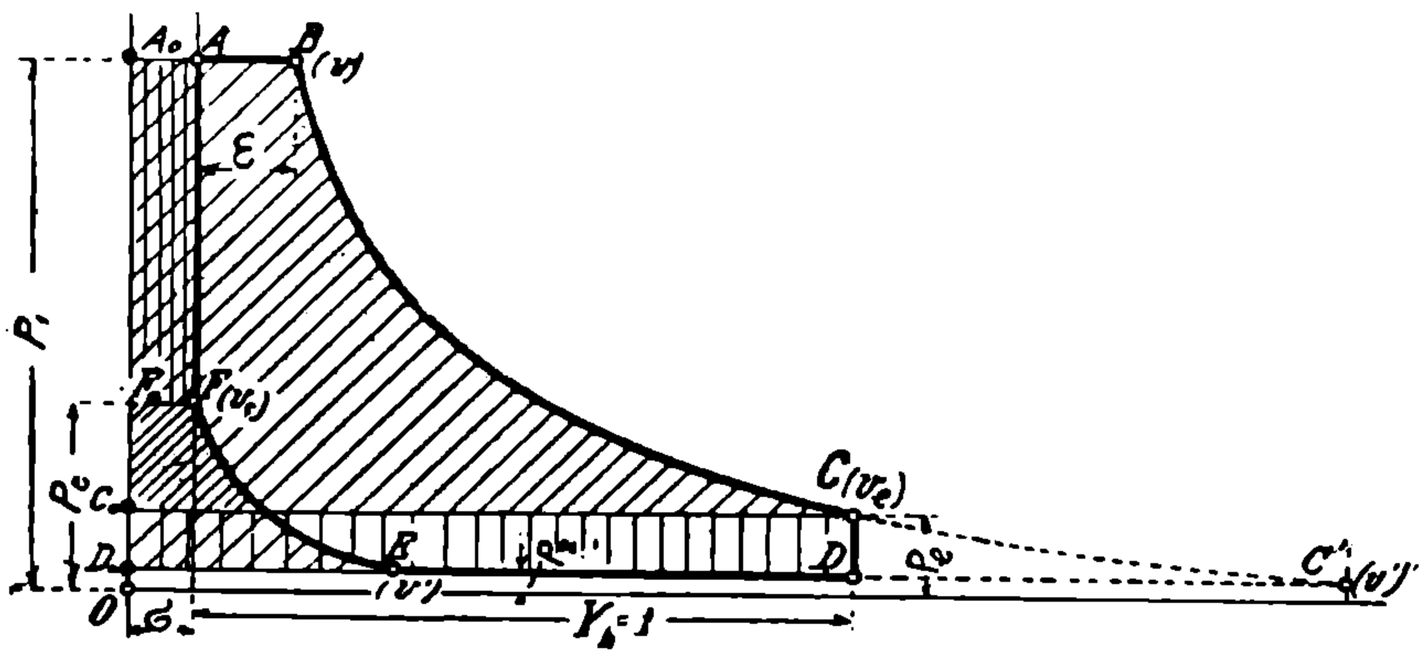
Фіг. 51. Дерфелева характеристика.

Виходить, що положення основних точок індикаторної діяграми та визначення показника кривої розширення цілком з'ясовують правильність робочого процесу машини; коли випробовують машину, то таке дослідження діяграми конче потрібне.

Методу порівняння дійсної діяграми з діяграмою ідеального процесу описано в § 14.

§ 23. Дослідження індикаторної діяграми з адіябатичним розширенням та етиском пари

Хоч дослідженню підлягає діяграма машини без втрат тепла, а проте, наслідки можна застосувати й до дійсної машини, бо наявність шкідного простору, стиск та неповне розширяння пари взяті до уваги.



Фіг. 52. Індикаторна діяграма з адіябатичним розширенням і стиском пари.

Методу, про яку йтиме мова, запропонував проф. Шюле, який замість довгих обчислень за допомогою pv — діяграми, що їх раніше вживали, запровадив до розрахунків машини користання діяграмою $i - s$.

На фіг. 52 подано індикаторну діяграму $ABCDEF$, що відрізняється від дійсної лише адіябатичними процесами розширяння та стиску. Визначенню

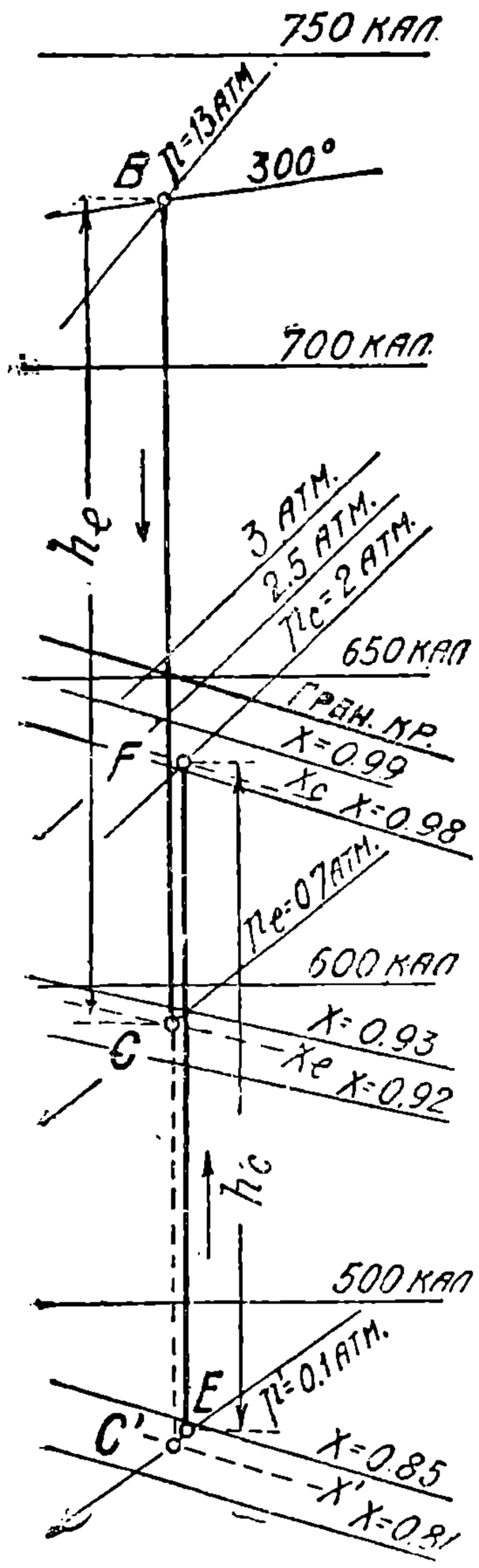
---

[1] Є й графічний Ляйнвеберів спосіб, що використовує Еауерову методу побудови політропи. Спосіб не такий простий, як Дерфелева характеристика, а тому ми його не рекомендуємо. Тим, хто цікавиться, відсилаємо до статті в *Z d. V d. J.* за 1913 р., стор. 534 та 1988.

НБ УДУНТ (ДІТ)

підлягає: робота пари по цій діяграмі, пересічний індикаторний тиск, витрата пари, термічний с. в. Разом легко визначити вплив шкідного простору та міри стиску на витрату пари.

Роботу пари під час розширяння виображає косо зарискована площа A_0BCC_0. Ту саму роботу, але в теплових одиницях легко знайти на $i-s$ діяграмі (фіг. 53), як виміряти різниці тепловмістів пари в точках B і C при тисках p_1 та p_e. Якщо вся кількість пари, що робить у циліндрі та яка вимірюється відтинком A_0B на pv — діяграмі, дорівнює 1 кг, то площа A_0BCC_0 еквівалентна h_e кал., що виображаються вертикалею BC.



Фіг. 53. Адіябатичний процес парової машини в координатах $i-s$.

Стан пари в точках E ідентичний з станом в точці C' наприкінці повного розширення до тиску p_2. На $i-s$ діяграмі точка E визначається продовженням вертикалі BC до тиску p_2. Робота стиску на фіг. 52 виображена площею F_0FED_0. Якщо кількість стисканої пари дорівнює 1 кг то робота стиску становить h_c кал., що на діяграмі $i-s$ виміряються відтинком EF (від тиску p_2 до p_c).

Кількість свіжої пари, що входить до циліндра, позначимо через g кг, кількість пари, що зазнає стиску — G' кг. Таким чином під час розширяння в циліндрі працює $G+G'$ кг.

Через те що в точках E та C' (фіг. 52) стан пари однаковий, то кількості пари G' та $G+G'$ у цих точках відносяться як їхні об'єми, себто

$$\frac{G'}{G+G'}=\frac{D_0E}{D_0C'}$$

Якщо питомий об'єм пари в точці E позначимо через v', а в точці F через v_c (питомий об'єм легко визначити за допомогою $i-s$ діяграми), то

$$\frac{D_0E}{F_0F}=\frac{v'}{v_c}$$

звідкіля

$$D_0E=\frac{v'}{v_c}F_0F$$

Так само для лінії розміряння (точки C та C')

$$\frac{D_0C'}{C_0C}=\frac{v'}{v_e};\quad D_0C'=\frac{v'}{v_e}C_0C$$

Із цих співвідношень виходить

$$\frac{G'}{G+G'}=\frac{\frac{v'}{v_c}FF}{\frac{v'}{v_e}C_0C}$$

Через те що

$$\frac{F_0F}{C_0C}=\frac{\sigma}{1+\sigma},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

то

$$\frac{G'}{G + G'} \quad \frac{v_e}{v_c} \cdot \frac{\sigma}{1 \quad \sigma} \quad \psi$$

В останньому позначенні

$$G' = \frac{\psi}{1 - \psi} G$$

$$G + G' \quad \frac{1}{1 - \psi} G$$

Якщо кількість свіжої пари $g = 1$ кг., то під час розширення працює $\frac{1}{1 - \psi}$ кг, а під час тиску $\frac{\psi}{1 - \psi}$ кг.

Визначивши це, можна вирахувати роботу, що виображається окремими площинками індикаторної діяграми в $\frac{\text{кал}}{\text{кг}}$:

$$\text{площ. } A_0BCC_0 = + \frac{1}{1 - \psi} h_e$$

$$\text{»} \quad C_0CDD_0 = + \frac{1}{1 - \psi} \quad \frac{1}{427}(p_e - p_2)\ v_e$$

$$\text{»} \quad F_0FED_0 = - \frac{\psi}{1 - \psi} h$$

$$\text{»} \quad A_0AFF_0 = - \frac{\psi}{1 - \psi} \quad \frac{1}{427}(p_i - p_c)\ v_c$$

Альґебрична сума цих площ являє собою площу індикаторної діяграми (роботу 1 кг пари в машині без утрат від тепловиміни та пропусків пари).

У теплових одиницях [1]

$$AL' = \frac{1}{1 - \psi}(h_e - \psi h_c) \quad \frac{10000}{427} \quad \frac{1}{1 - \psi}\Big[(p_e - p_2)\ v_e - \psi\ (p_1 - p_c) v_c \Big] \frac{\text{кал.}}{\text{кг.}} \tag{30}$$

до того ж тиск p позначено в цій формулі в кг/см^2.

Пересічний індикаторний тиск p_i вийде, як поділити роботу L' на об'єм, що відповідає перебігові толока (довжині діяграми). Об'єм, виображений відтинком C_oC, становить $\frac{1}{1 - \psi} v_e$, а робочий об'єм

$$\frac{1}{1 + \sigma} \quad \frac{1}{1 - \psi} v_c$$

Тому

$$p_1 = (1 + \sigma)(1 - \psi) \frac{L'}{v_e}$$

або

$$p_i = \frac{1 + \sigma}{v_c} \left\{ 427 (h_e - \psi h_c) + 10000 [(p_e - p_2)\ v_c - \psi\ (p_1 - p_c)\ v_c] \right\} \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$$

$$p_i = (1 + \sigma)\left[\frac{427 (h_e - \psi h_c)}{10000 v_e} + p \ - p_2 - \psi\ (p_1 - p_c) \frac{v_c}{v_e} \right] \frac{\text{кг}}{\text{см}_2} \tag{31}$$

---

[1] У відміну проти роботи ідеального процесу L (див. § 7), у розглядному випадку, роботу позначено через L'.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Через те що термічний еквівалент 1 мех. кінь-години дорівнює 632 кал., то, називаючи витрату пари на 1 м. к. за годину в розгляданому процесі D', знайдемо

$$AL'D' = 632$$

звідкіля

$$D' = \frac{632}{AL'} \tag{32}$$

Сучинник видатности процесу, відносячи його до тепловмісту гострої пари:

$$\eta = \frac{AL'}{i_1} * \tag{33}$$

За допомогою формул (31) та (32) розрахунок машини можна робити й не будуючи діяграми, проте, роблячи поправку на неадіябатичність процесу.

У машині з повним розширенням (до точки C') та повним стиском (до точки A) робота AL' вийде з формули (30), коли підставити h' замість h_1 та h_c) h' — повний спад тепла, що вимірюється відтинком BE на фіг. 53), p_2 замість p_e та p_1 замість p_c:

$$AL' = h'$$

Отже, як уже зазначалося в § 13 у машині з повним розширенням та повним стиском величина шкідного простору не впливає на площу індикаторної діяграми. Легко впевнитися, що при повному стискові, але не повному розширянні, вплив шкідного простору не зникає.

Приклад.[1]

Парова машина працює перегрітою парою $p_1 = 13$ ата, $t_1 = 300°$ С. Тиск наприкінці розширення $p_e = 0{,}7$ ата у конденсаторі $p_2 = 0{,}1$ ата. Розширення та стиск адіябатичні.

Визначити пересічний індикаторний тиск p_i, витрату пари D', та с. b. η, при кінцевих тисках стискання

$$p_c = 1,\ 2,\ 6,\ 10 \text{ ата}$$

і при величині шкідного простору

$$\sigma = 0{,}02.$$

Для першого випадку ($p_c = 1$) $h_e = 132\ 7\ \frac{\text{кал.}}{\text{кг}}$; $h_c = 78\ \frac{\text{кал.}}{\text{кг}}$ (визначено за i — s діяграми на фіг. 53 у вигляді відтинків BC та FE).

Питомі об'єми пари знаходимо за допомогою таблиць для насиченої пари та мір сухости, які визначаємо на i — s діяграмі. Через те, що тиск $p_e = 0{,}7$ атм. $(v_e)_s\ \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ (з таблиць), $x_e = 0{,}927$ (із діяграми в точці C)

$$v_e = x_e(v_e)_s = 0{,}927 \cdot 2{,}4 = 2{,}23\ \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Так само

$$(v_c)_s = 1{,}72\ \frac{\text{м}^3}{\text{кг}};\ x_c = 0{,}943;\ v_c = 1{,}62\ \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}\ **$$

---

* Сучинник η є нібито індикаторний с. в. даного процесу (див. § 14). Його можна б було назвати й термічним с. в., якби цей процес вважати за практично ідеальний.

[1] Запозичено з Schüle. Technische Thermodynamik, 2 Aufl.

** На фіг. 53 цифрові дані стосуються до $p_c = 2$ ата.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сучинник

$$\phi = \frac{v_c}{v_c}\,\frac{\sigma}{1+\sigma} = \frac{2{,}23\ .\ 0{,}02}{1{,}62\ .\ 1{,}02} = 0{,}027$$

За формулою (31)

$$p_i = 1{,}02\left[\frac{(427\ .\ (132{,}7 - 0{,}027\ .\ 78)}{10000\ .\ 2{,}23} + 0{,}7 - 0{,}1 - 0{,}027\ (13-1)\,\frac{1{,}62}{2{,}23}\right]$$

$$p_i = 2{,}92 \text{ кг/см}^2$$

Через те що $\frac{1}{1-\phi} = 1{,}03$, то за формулою (30)

$$AL' = 1{,}03\ (132{,}7 - 0{,}027\quad 78) + \frac{10000}{427}\quad 1{,}03\ [(0{,}7 - 0{,}1)$$

$$2{,}23 - 0{,}027\ (13-1)\quad 1{,}62)] = 153{,}8\ \frac{\text{кал.}}{\text{кг}}$$

Тому (форм. 32):

$$D' = \frac{632}{153{,}8} = 4{,}11 \text{ кг/м. к.-год.}$$

При початковому тепловмісті

$$i_1 = 728\ \frac{\text{кал.}}{\text{кг}}$$

$$\eta = \frac{153{,}8}{728} = 0{,}211$$

Вираховуючи ті самі величини для інших тисків стискання, складемо таблицю

p_c	= 1	2	6	10	ата
ϕ	= 0,027	0,049	0,118	0,175	
h_c	= 78	106,5	156,5	184	кал./кг
AL'	= 153,8	155,2	157,2	156,4	кал./кг
D'	= 4,11	4,06	4,02	4,04	кг/к.-год.
η	= 0,211	0,214	0,216	0 215	
p_i	= 2,92	2,89	2,71	2,52	кг/см².

З таблиці видно, що найкорисніший тиск стискання для цього випадку є приблизно 6 ата. І вище й нижче від цієї вартости витрата пари збільшується, а с. в. зменшується.

Відзначімо, що коли б не було стиску, було б $D' = 4{,}41$ кг, $\eta = 0{,}197$, чим і потверджується потреба стиску в машинах із шкідним простором.

Роблячи ті самі обчислення для $p_c = 1$ ата та $\sigma = 0{,}08$ (учетверо більший шкідний простір), знайдемо

$$D' = 5{,}15 \text{ кг}$$
$$\eta = 0{,}168$$
$$p_i = 2{,}27 \text{ кг/см}^2$$

Вплив шкідного простору (незалежно від початкової конденсації пари) з'ясовується на цьому прикладі в повному обсязі. Питома витрата пари, якщо σ збільшилася з 0,02 до 0,08 підвищилася на 25%, а с. в. машини відповідно знизився.

Слід відзначити, що підвищення тиску стискання понад 2 атм. у розглянутому прикладі не дає хоч трохи помітного зменшення витрати пари. А пересічний і дикаторний тиск спадає, і разом із тим збільшуються розміри циліндра для даної потужности. У нашому випадку було б доцільно обмежитися $p_c = 2$ ата.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 24. Ґрасманові формули визначати витрату пари

Проф. Ґрасман у вищецитованій своїй книзі пропонує таку емпіричну формулу визначати витрату тепла на втрати від початкової конденсації промінювання та пропусків:

$$Q = \tau M \frac{O_r}{F} \sqrt{p_1 \quad 2} \quad \frac{1}{H} \quad \frac{1}{n^{0,6}} \left(\frac{1}{p_i} + 0,5 \right) \tag{34}$$

Величину Q визначено в кальоріях на 1 індикаторного мех. коня за годину

p_1 — тиск гострої пари в кг/см^2,
p_i — пересічний індикаторний тиск в кг/см^2,
H — перебіг толока в м,
n — число обертів за хвилину,
F — площа толока в см^2,
M — сучинник, що залежить від розташування пароросподільчих органів:

а) для одноциліндрових машин з конденсацією при умові розташування пароросподільчих органів в огріваній покришці циліндра . $M = 1000 \div 1200$

б) для тих самих машин, але при іншому розташуванні пароросподільчих органів $M = 1200 \div 1500$

в) для одноциліндрових машин, що працюють на атмосферу, при умові розташування пароросподільчих органів в огріваній покришці циліндра . . . $M = 1200 \div 1500$

г) для тих самих машин, що і в п. в), але при іншому розташуванні пароросподільчих органів . $M = 1400 \div 1600$

τ — сучинник, що для машин на насичену пару беруть рівним із 1 .

Для машин на перегріту пару.

$$\tau \quad \frac{t_H}{i_n \quad [\alpha \quad \beta (t_n - t_n)] (i_n - i_n)} \tag{35}$$

Тут позначають: t_n — температуру перегрітої пари, t_n — температуру насиченої пари того самого тиску, α та β — сучинники, що можна брати: $\alpha = 0,35$; $\beta = 0,001 \div 0,002$, до того ж вартість β більшу за 0,001 слід брати лише при дуже малих шкідних обсягах поверхень (мале відношення $\frac{O_r}{F}$ — див. нижче).

Величина O_r в формулі (34) являє собою «зведену» суму шкідних поверхень циліндра, себто тих поверхень, що ними обмежено шкідний простір. Ці поверхні Ґрасман поділяє: поперше, на огріванні й неогріванні (з обгорткою або без неї); подруге, на відкриті й закриті. До останніх належать: циліндрична поверхня толока від краю його до першого кільця, протилежна цій поверхні поверхня парового циліндра; ціліндрична поверхня покришки, якщо вона з люзом входить у паровий циліндер тощо.

Зведена сума цих площ

$$O_r = O_1 + aO_2 + b(O_3 + aO_4) \tag{36}$$

де O_1, O_2, O_3 мають назви, зазначені в таблиці VIII, а сучинники a та b менші за одиницю, показують на меншу шкідливість огріваних або закритих поверхень порівнюючи з неогріваними або відкритими поверхнями.

Застерігаючи трудність вибору цих сучинників, Ґрасман пропонує як перше наближення нижчеподані цифри:

при обгортковому нагріві стінок парою, що проходить повз них . . . . . $a = 0,65$

коли обгортка огрівається відгалуженням від головного паропроводу, значить, парою, що застоюється в обгортці . $a = 0,75$

НБ УДУНТ (ДІТ)

при насиченій парі, залежно від величини люза між стінками, що перекривають одна одну . . . $b = 1 \div 0{,}4$

для перегрітої пари залежно від люза між стінками, що перекривають одна одну $b = 0{,}3 \div 0{,}1$

У таблиці VIII, як приклад, наведено величини шкідних просторів для одноциліндрової машини ($D = 420$; $H = 600$) з покришковим нагрівом та розміщенням хлипаків у покришках.

ТАБЛИЦЯ VIII

Назви поверхень	Шкідні поверхні в см²				
	Відкриті поверхні		Закриті поверхні		Разом
	Неогрівані O_1	Нагрівані O_2	Неогрівані O_3	Нагрівані O_4	O
Торцева поверхня толока з виступними частинами	1400	—	—	—	1400
Циліндрична поверхня толока від краю до першого толокового кільця	—	—	330	—	330
Поверхня циліндра від покришки до першого толокового кільця . . .	135	—	335	—	470
Хлипакова коробка для впуску з хлипаком та каналом	—	1400	—	—	1400
Хлипакова коробка для випуску з хлипаком та каналом	1494	354	—	—	1848
Поверхня покришки, виключаючи вікна для впуску та випуску . . .	—	1400	—	—	1400
Сума .	3029	3154	665	—	6848

Через те що площа толока в цьому прикладі

$$F = 1385{,}4 \text{ см}^2, \text{ то } \frac{O}{F} = \frac{6848}{1385{,}4} = 4{,}9$$

Наведена величина шкідних поверхень (коли сучинник $a = 0{,}65$, $b = 0{,}5$)

$$O_r = 3029 + 0{,}65 \cdot 3154 + 0{,}5\,(665 + 0{,}65 \cdot 0) = 5411{,}6 \text{ см}^2,$$

Відношення

$$\frac{O_r}{F} = 3{,}906$$

(Відзначимо, що при розміщенні хлипаків на циліндрі звичайно

$$\frac{O_r}{F} \cong 5)$$

Якщо витрату тепла, найдену за формулою (34), поділити на початковий тепловміст пари i_1, то величина

$$D'' = \frac{Q}{i_1}$$

являтиме собою витрату пари в кг/і. м. к.-год. на пропуски, промінювання та початкову конденсацію.

Тому що в діяграмі, виображеній на фіг. 52, не передбачається дроселювання пари й не скруглені місця перетину окремих кривих, то Ґрасман додає до ви-

НБ УДУНТ (ДІТ)

трати пари D', визначеної в § 23, поправковий сучинник 1,025 та визначає повну витрату пари на 1 інд. мех. кінь за годину формулою [1]:

$$D_i \quad 1{,}025\, D' + D'' \tag{37}$$

Приклад.

Визначити витрату пари для машини, деякі дані про яку подано в попередньому прикладі цього параграфа.

Тиск гострої пари: $p_1 = 7$ ата

Температура гострої пари $t_1 = 320°$ С.

Пересічний індикаторний тиск дійсної діяграми $p_i = 2{,}6$ кг/см².

Число обертів машини: $n = 130$.

Витрата пари при адіябатичному процесі, знайденому за способом, викладеним у § 23: $D' = 4{,}9$ кг/м. к.-год.

За формулою (35) находимо τ, маючи на увазі, що за 7 ата $t_н = 164°$, $t_п - t_н = 320 - 164 = 156°$; крім того приймаючи, що $\alpha = 0{,}35$; $\beta = 0{,}001$:

$$\tau \quad \frac{164}{164 + (0{,}35 + 0{,}001 \quad 156)\, 156} = 0{,}704$$

У формулі (34) припускаємо, що $M = 1100$ (хлипаки розташовано в покришках циліндра); $\frac{O_r}{F} = 3{,}906$ визначене раніш. У такому випадку

$$Q = 0{,}704 \quad 1100.\ 3{,}906 \sqrt{7 + 2} \quad \frac{1}{0{,}6\ .\ 130^{0{,}6}} \left(\frac{1}{2{,}6} + 0{,}5 \right) = 721 \text{ кал/і. м. к.-год.}$$

Через те що початковий тепловміст пари

$$i_1 = 742 \text{ кал/кг},$$

то

$$D'' = \frac{Q}{i_1} = \frac{721}{722} = 0{,}97 \text{ кг/і. м. к.-год.}$$

Повна витрата пари за формулою (37)

$$D_i = 1{,}025 \quad 4{,}9 + 0{,}97 = 5{,}99 \text{ кг/і. м. к.-год.}$$

---

[1] Визначаючи D'. Ґрасман користається методою, що відрізняється від тієї, яку ми виклали в § 23. Відповідно до цього й формула (37) у Ґрасмана має трохи інший вигляд.

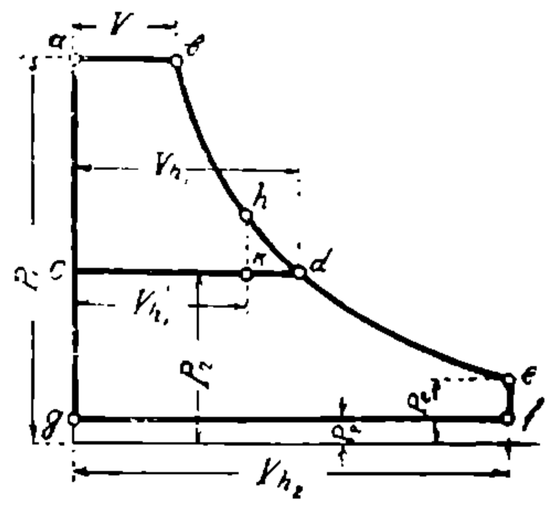
НБ УДУНТ (ДІТ)

4. Машини багатократного розширення

§ 25. Загальні відомості

Якщо теоретичну діяграму одноциліндрової машини (фіг. 54) поділити поземою прямою на дві частини, то ми матимемо так звану сукупну теоретичну діяграму машини подвійного розширення.

Площа *abdc* являє собою індикаторну діяграму циліндра високого тиску; площа *cdefg* —діяграму циліндра низького тиску; Якщо малий циліндер (високоготиску) працює з неповним розширенням пари, то його діяграма має вигляд *abhkc*. Робочий об'єм малого циліндра вимірюється відтинком V_{h1} (або V'_{h1}); великого — V_{h2}. Тиск пари в ресивері позначено p_r. З цим тиском пара випускається з ц. в. т. та впускається в ц. н. т. Від величини тиску в ресивері залежить розподіл роботи між обома циліндрами машини. Об'єм пари, що впускається в малий циліндер, вимірюється відтинком V, а сама кількість пари під час впуску в великий циліндер займає об'єм V_{h1} (при тискові p_r).



Фіг. 54. Теоретична сукупна діяграма машини подвійного розширення.

Міра наповнення машини, віднесена до об'єму ц. н. т.,

$$\varepsilon = \frac{V}{Vh_2},$$

а віднесена до об'єму ц. в. т.

$$\varepsilon' = \frac{V}{V_{h1}} = \varepsilon \frac{V_{h2}}{V_{h1}}$$

Отже, якщо міру наповнення відносити до ц. н. т., то вона дорівнює мірі наповнення одноциліндрової машини, тієї самої потужности і яка має той самий об'єм циліндра, що й ц. н. т. машини подвійного розширення. Як досліджувати малий циліндер, як самостійну одиницю, то його міра наповнення більша від наповнення одноциліндрової машини у відношенні об'ємів циліндрів

$$\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$$

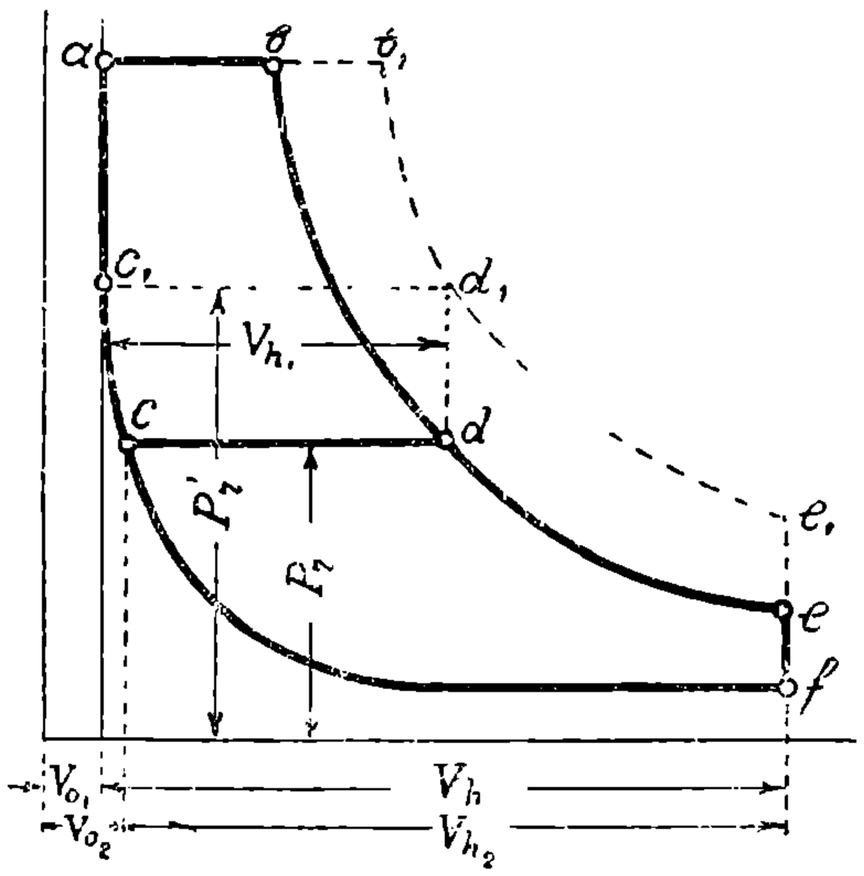
Тому що площа *abcfg* являє собою індикаторну діяграму одноциліндрової машини з робочим об'ємом V_{h2}, то потужність машини подвійного розширення теоретично повинна дорівнювати потужності одноциліндрової машини, в якій при однаковій мірі наповнення робочий об'єм циліндра дорівнює об'ємові великого циліндра машини подвійного розширення.

Перебіги толоків обох циліндрів машин компавнд або тандем робиться однакові. У такому випадку позначаючи через D_1 та D_2 діяметри циліндрів високого й низького тиску, знайдемо:

$$V_{h1} = \frac{\pi D_1^2}{4} H;\ V_{h2} = \frac{\pi D_2^2}{4} H;\ \frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}} \qquad (38)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

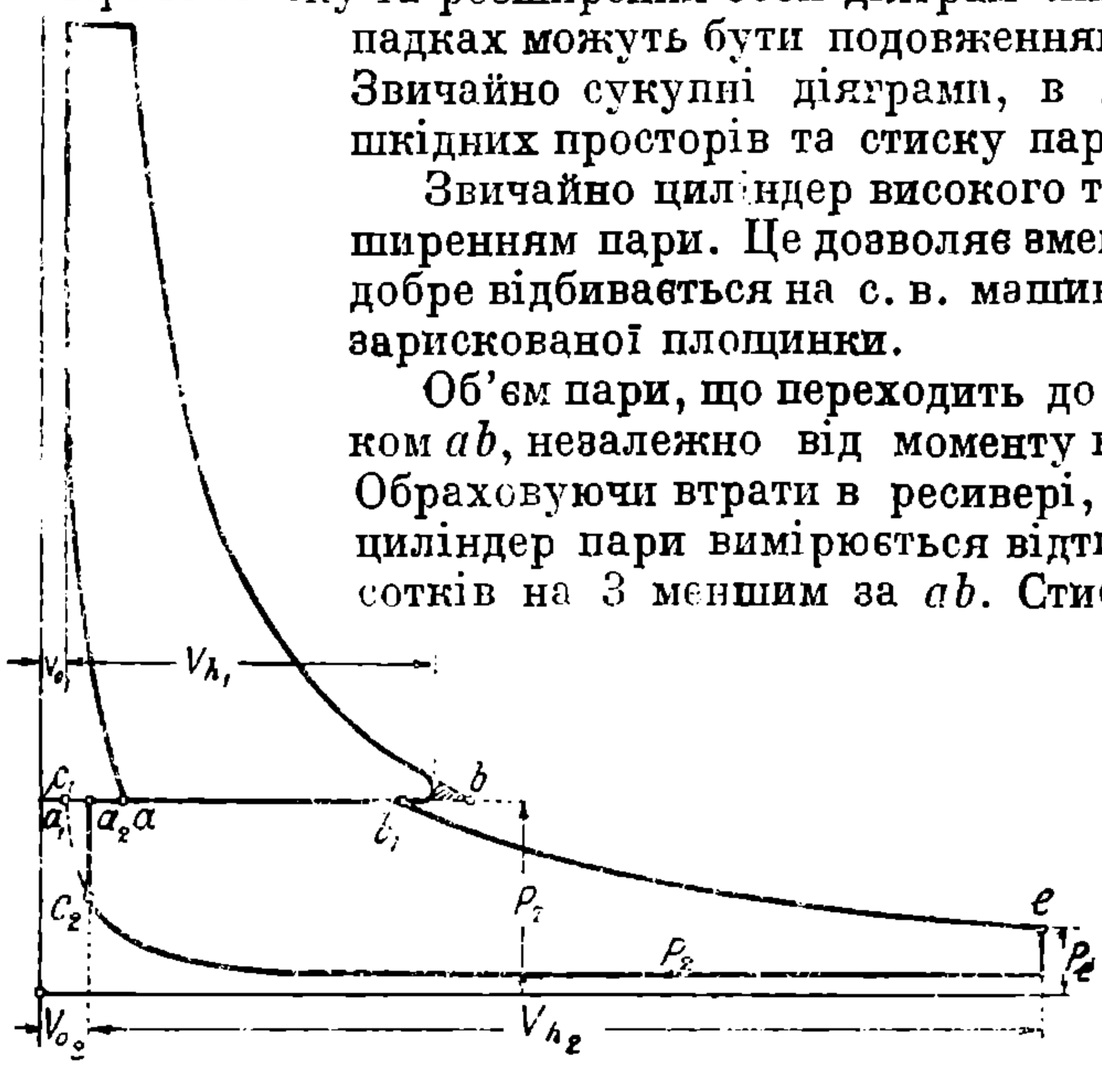
Якщо ту саму діяграму поділити на три частини, то ми матимемо сукупну діяграму машини потрійного розширення, що складається з діяграм циліндрів високого, середнього й низького тисків. Сказане відносно машини подвійного розширення цілком стосується машин багатократного розширення взагалі, незалежно від числа циліндрів.



Фіг. 55. Сукупна діяграма машини подвійного розширення.

На фіг. 55 V_{h1} та V_{h2} позначають, як і раніше, робочі об'єми циліндра машини подвійного розширення, а V_{01} та V_{02} це об'єми шкідних просторів, що належать до них. Шкідний простір ц. в. т. має той самий об'єм, що й в одноциліндровій машині з робочим об'ємом V_h. У цьому випадку останній трохи відрізняється від об'єму V_{h2} циліндра низького тиску.

Криві стиску та розширення обох діяграм лише в рідких поодиноких випадках можуть бути подовженням одна одної (як на фіг. 55). Звичайно сукупні діяграми, в яких узяті до уваги об'єми шкідних просторів та стиску пари, мають обрис за фіг. 56.



Фіг. 56. Сукупна діяграма машини подвійного розширення.

Звичайно циліндер високого тиску працює з неповним розширенням пари. Це дозволяє вменшити об'єм V_{h1} ц. в. т., що добре відбивається на с. в. машини, не зважаючи на втрату зарискованої площинки.

Об'єм пари, що переходить до ц. н. т., вимірюється відтинком ab, незалежно від моменту кінця розширення в ц. в. т. Обраховуючи втрати в ресивері, об'єм впущеної в великий циліндер пари вимірюється відтинком a_1b_1, який беруть відсотків на 3 меншим за ab. Стиск в ц. н. т. рідко доводять до тиску в ресивері, як це буде пояснено нижче.

Лінія ab, що поділяє обидві діяграми, може бути пряма лінія лише у разі безконечно великого об'єму ресивера. У дійсних машинах, через невеликий об'єм ресивера, ця лінія, як буде показано нижче, має інший вигляд.

§ 26. Переваги та хиби машин багатократного розширення

У §§ 8 та 11-м завначалося про доцільність застосування машин багатократного розширення, щоб вменшити втрати від пропусків пари та від початкової конденсації. Щодо витрати пари, то ці якості багатосхідчастих машин є основні, що й дали їм широке розповсюдження. Тут ми відзначимо ще низку переваг машин багатократного розширення.

НБ УДУНТ (ДІТ)

1. Можливість застосування пари високого тиску. В одноциліндрових машинах ця можливість обмежена, поперше, великою різницею між температурами пари під час впуску й випуску (значна втрата від початкової конденсації), подруге — великою різницею тисків між порожнинами циліндра, що обумовлюють значний витік пари та велике зусилля, яке передає толок, потретє — малою швидкістю наповнення, що втворюється при високому тискові впуску та низькому тискові наприкінці розширення. Мала міра наповнення взагалі незручна, бо обумовлює неспокійну роботу машини: зміна наповнення лише на декілька відсотків спричиняє вже значну зміну потужности машини. Незалежно від цього при деяких системах розподілу (наприклад, простих сувакових), малі наповнення взагалі нездійсненні.

Усіх цих труднощів не буває в машинах багатократного розширення. Спад тиску та температури пари розподіляється на декілька циліндрів, через віщо зменшуються втрати від витіку та від початкової конденсації пари. У кожному з циліндрів зменшується тиск на толок, чим полегшується корбова передача. Мала міра наповнення на сукупній діяграмі виходить досить значною відносно об'єму циліндра високого тиску і не спричиняє будь-яких конструктивних труднощів.

2. Можливість здійснення низьких тисків пари наприкінці розширення. Безумовно, при малому тискові p_e наприкінці розширення збільшуються розміри машини, а, значить, і витрати, зв'язані з початковою вартістю її; а проте, при високих цінах на паливо під час конструювання машин основний чинник є витрата пари, і в таких випадках бажано по змозі наблизитися до певного розширення пари.

Із зниженням тиску p_e зменшується міра наповнення, а це, як зазначалося вище, не бажане для одноциліндрової машини, але цілком припускно для машини багатосхідчастої. В останніх машинах звичайно тиск p_e наприкінці розширяння становить 0,6 ÷ 0,9 ата (під час роботи на конденсацію), а при дуже великій ціні на паливо доходить навіть до $p_e = 0{,}4$ ата.

Хиби машин багатократного розширення порівнюючи невеликі і в багатьох випадках не мають сутньої ваги. Ці хиби зводяться до таких:

1. Велика (порівнюючи з одноциліндровою) вартість машини, що збільшує витрати на амортизацію й на виплату відсотків на витрачений капітал.

2. Підвищена вартість експлуатації через збільшення витрат на ремонт, обслуговування та мастіння машини.

3. Незначне зниження механічного сучинника видатности, що обумовлюється наявністю кількох циліндрів і збільшенням числа рухових частин.

4. Повільність регулювання. Звичайно під впливом регулятора перебуває лише ц. в. т. Великий циліндер має постійну міру наповнення, що інколи її можна міняти лише рукопаш. Тому, під час коливань обтяження, повинен змінюватися тиск в ресивері, як це видно на фіг. 55. Коли збільшується обтяження, то, наприклад, діяграма ц. в. т. набуває вигляду $ab_1d_1c_1$ а ц. н. т. — $c_1d_1e_1fc$. Тиск у ресивері підвищується з p_r до p_r'. Незалежно від того, що міняється розподіл роботи між циліндрами (збільшилась тільки діяграма ц. н. т.), самий перехід до нового режиму роботи відбувається лише поступово. Велика кількість пари, що виходить із ц в. т., на початку затримується в ресивері, підвищуючи в ньому тиск; а робота ц. н. т. не змінюється. Лише після кількох обертів машини діяграма має обрис потрібний для нового обтяження. Коли обтяження зменшується, то буває навпаки. Міра наповнення ц. в. т. спадає, а значить зменшується й кількість пари, що переходить у ресивер. Це перш за все відбивається на спаду тиску в ресивері і лише як дійде нового тиску, то в ресивері встановляється інший режим роботи. Що більше циліндрів і що більший об'єм ресивера, то повільніше відбувається регулювання.

Хиби описаного способу регулювання легко можна усунути передавши чин регулятора й на циліндер низького тиску (у машинах потрійного розширення — на середній циліндер). У цьому випадку тиск у ресивері залишається

НБ УДУНТ (ДІТ)

сталий, а міра наповнення великого циліндра збільшується або зменшується відповідно до зміни наповнення малого циліндра. При цьому розподіл роботи між циліндрами залишається приблизно сталий.

§ 27. Відношення об'ємів циліндрів

Проєктуючи машину, відношення об'ємів циліндрів находять вибором тиску в ресивері p_r.

Вибираючи останній, додержують таких умов:

1. Рівність спадів температур пари в обох циліндрах. У цьому випадку вибирають температуру в ресивері

$$t_r = \frac{t_1 + t_2}{2};$$

де t_1 — температура пари при впускові в ц. в. т.,

t_2 — температура при випускові з ц. н. т.

За температурою в ресивері находять відповідній до неї тиск пари p_r. Цей спосіб придатний лише для машин на насичену пару або на трохи перегріту.

2. Розподіл потужности машини нарівно між обома циліндрами, що сприяє рівномірності ходу машини. При цьому сукупна діяграма повинна бути поділена лінією cd (фіг. 55) на дві частини з однаковою площею.

3. Рівність найбільших тисків на толок в кожному з циліндрів: при цьому рухові частини, що мають однакові розміри для обох циліндрів, використовується якнайкраще щодо напруг, які постають у них.

У цьому випадку

$$(p_1 - p_r)\frac{\pi D_1^2}{4} = (p_r - p_2)\frac{\pi D_2^2}{4}$$

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{p_r - p_2}{p_1 - p_r}$$

Останню умову під час проєктування найтрудніше здійснити, бо задавшись відношенням об'ємів, ми находимо тиск в ресивері (або навпаки), а на сукупній діяграмі обидві величини зв'язані одна з одною: постає потреба змінити діяграму, що звичайно, не завжди можливе.

Кожне із цих трьох правил може дати для проєктованої машини різні величини відношення об'ємів. Для машин тандем, в яких обидва циліндри працюють на одну корбу, дві останні умови не мають сутньої ваги і щодо цих машин (в разі вони працюють перегрітою парою) можна керуватися першим правилом — рівністю спаду температур. Проєктуючи машини компавнд, доцільно керуватися другим правилом, додержуючи приблизно й третьої умови.

Провівши на теоретичній сукупній діяграми (фіг. 54) лінію cd на вишині p_r, ми визначаємо з першим наближенням відношення об'ємів.

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{cd}{g_{fy}}$$

Це відношення можна покласти за основу для дальших побудов. Проте, для того, щоб надалі не довелося їх переробляти, через неправильність вибору відношення об'ємів, краще буде, як ще побудувати сукупну діяграму за типом фіг. 56, взявши до уваги шкідні простори обох циліндрів і стиск пари. Будуючи, можна виходити з тієї самої міри наповнення, що й на теоретичній діяграмі; кінцевий тиск стискання в ц. в. т. треба вибрати рівним із $(0{,}6 \div 0{,}8)\, p_1$; об'єм ц. в. т. зменшити неповним розширянням пари. Довжину лінії $a_1 b_1$ слід вибрати на $3^0/_0$ меншу від ab; точку a_1 можна сумістити з точкою a_2; а проте, краще й тут дати неповний стиск, вибравши тиск у точці c_2 рівний із $(0{,}5 \div 0{,}8)\, p_r$.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Криву розширення з точки b_1 слід вести до точки e, в якій тиск $p_e = 0{,}6 \div 0{,}9$ ата. До того ж довжину діяграми низького тиску можна змінити, щоб дійти зазначеної величини. У разі потреби можна також змінити й тиск у ресивері, і міру наповнення малого циліндра, щоб здобути правильний обрис діяграм, рівність їхніх площ (в разі потреби) та належне відношення об'ємів.

Слід відзначити, що під час проєктування машини-компавнд немає жодної потреби триматися скрупулезної точности, поділяючи потужність нарівно між циліндрами. Ці потужності можуть на $10 \div 20\%$ відрізнятися одна від одної без будь-якої шкоди для роботи машини.

Звичайно в машинах подвійного розширення

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{1}{2{,}2} \div \frac{1}{3}$$

У машинах потрійного розширення

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} \text{ та } \frac{V_{h2}}{V_{h3}} = \frac{1}{2{,}1} \div \frac{1}{2{,}8}$$

(V_{h3} — об'єм циліндра середнього тиску).

Об'єм ресивера в значній мірі впливає на обрис лінії cd (фіг. 55). Більший або менший відхили цієї лінії від поземy відбивається так на розподілі робіт між циліндрами, як і на повноті індикаторної діяграми.

З другого боку розміри ресивера впливають на швидкість реґулювання машини: з цього боку бажаний буде найменший об'єм ресивера.

Звичайно об'єм ресивера коливається між об'ємами обох циліндрів. Проєктуючи, найчастіше беруть об'єм ресивара

$$V_r = V_{h1} \div V_{h2}$$

Слід відзначити, що в машинах тандем та машинах компавнд з кутом заклинення корби на 180° об'єм ресивера міг би дорівнювати нулеві[1]; у машинах з іншими кутами заклинення корб (90 або 120°) потрібний ресивер конечного об'єму.

§ 28. Вибір типу машини

Хоч останніми часами з машинами подвійного розширення з усіпхом конкурують одноциліндрові штумпфівські машини, а проте царина застосування перших машин значна, а, як у цих машинах використати конструктивні особливості штумпфівських машин (малий шкідний простір, нагрів покришки), то вони, (себто машини подвійного розширення) безумовно дадуть кращі наслідки тепловикористання, ніж прямотечійні машини.[2]

Для поземих машин найрозповсюдженіші тандем-машини, що займають меншу площу підлоги та дешевші за машини компавнд. Остання обставина пояснюється тим, що в системі тандем, лише один комплект основних рухових частин, менша довжина вала та менше число вальниць, ніж у машині компавнд.

Для сторчових машин підхожою системою розміщення циліндрів є тип компавнд. Системи тандем вживають рідше, бо машина виходить дуже висока.

У машинах потрійного розширення часто застосовують систему тандем-компавнд (фіг. 57); проте, для сторчових машин конструктивніше буде розташування циліндрів у ряд (фіг. 58).

---

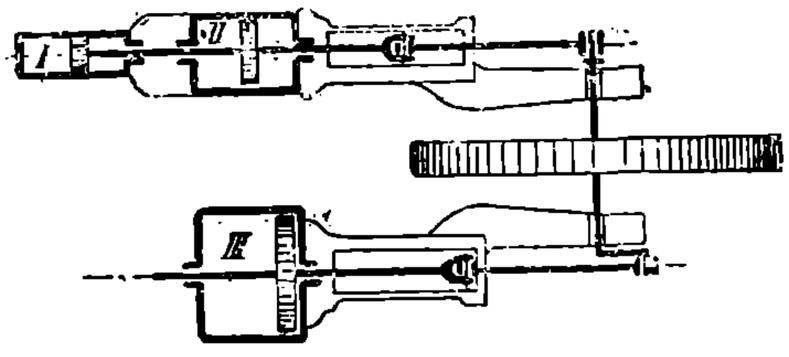
[1] За приклад такої конструкції може бути машина Вестингавза.

До речі це потверджують дані про витрату пари в машинах системи Вандер-Керхова, які в Німеччині будує виробня Гартмана: у одноциліндровій конструкції ці машини дають ту саму витрату пари, що й штумпфівські машини, а при подвійному розширенні пари — ще сприятливіші наслідки.

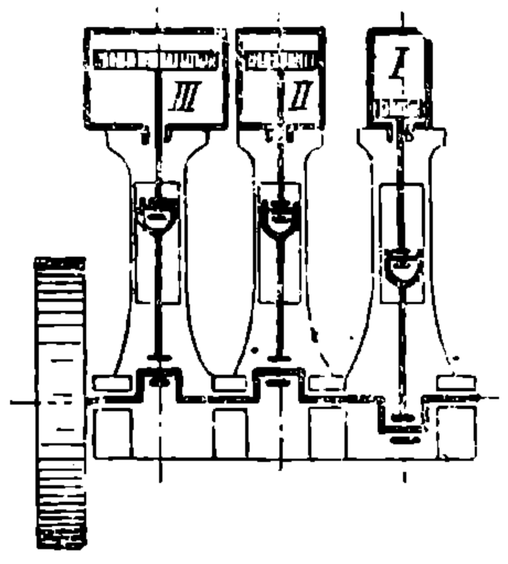
НБ УДУНТ (ДІТ)

Прямотечійної системи вживають рідко в машинах багатократного розширення Щоб застосувати цю систему в циліндрі високого тиску, треба робити в циліндрі додатковий хлипак для випуску (а це суперечить принципові прямотечійности й ускладняє конструкцію).

При нормальній же штумпфівській конструкції тиск наприкінці стиску в ц. в. т., через значний тиск у ресивері, перебільшуватиме тиск упускання.



Фіг. 57. Машина потрійного розширення типу тандем - компавнд.



Фіг. 58. Сторчова машина потрійного розширення.

Для роботи в ролі циліндра низького тиску прямотечійних циліндрів можна вживати з великим успіхом.

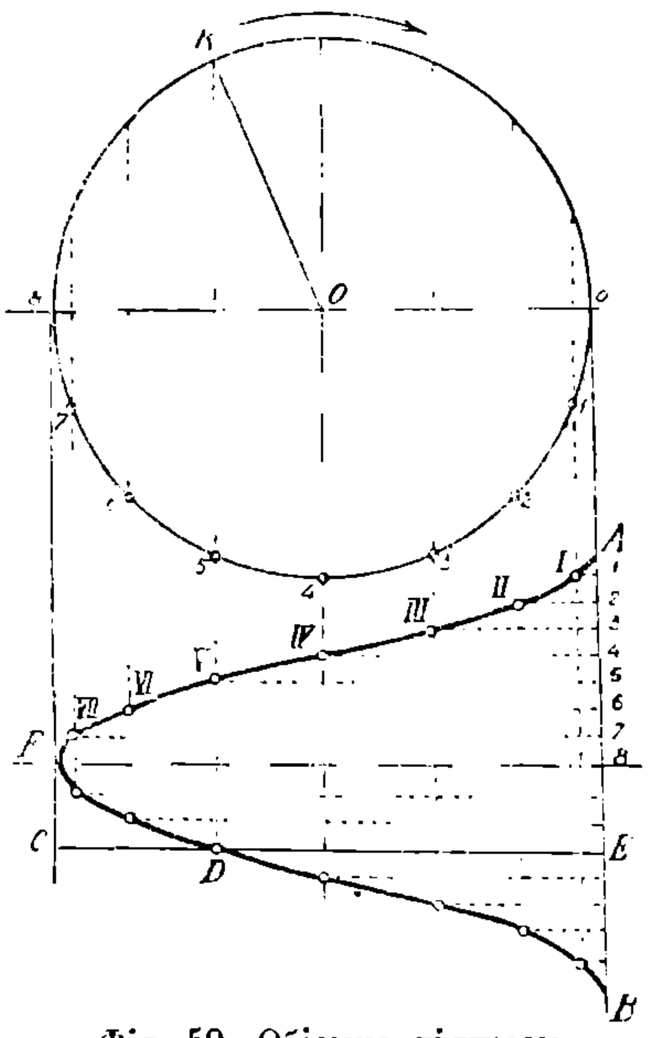
Проте і тут є небезпека, що втвориться петля від'ємної роботи наприкінці стиску. Щоб запобігти цьому, треба робити з високим вакуумом і із значним тиском в ресивері, що зв'язане з малим відношенням об'ємів циліндрів $\left(\frac{V_1}{V_2}\right)$.

Прямотечійного циліндра нивького тиску вживають в останній конструкції вольфівського льокомобіля.

§ 29. Об'ємні діяграми

Щоб вирисовувати індикаторні діяграми машин багатократного розширення, треба знати в кожен даний момент величину об'ємів циліндрів, що беруть участь у процесі. Найзручніше користатися графічним способом, що подає зміну об'єму порожнин циліндра в функції часу.

Описуємо з центру *O* (фіг. 59) коло, яке беремо за коло обертання корби. Діяметр кола треба взяти рівним із робочою довжиною індикаторної діяграми. Поділяємо коло на декілька рівних частин (12 ÷ 16). На вертикалі через нулевий поділ відкладаємо в довільному мірилі відтинок *AB*, що являє собою час одного оберту (або двох перебігів толока). Поділивши відтинок *AB* на стільки однакових частин, як і коло, ми знайдемо відтинки $A1', 1'2'$ . . ., що показують собою час, протягом якого палець корби проходить відстань 01, 12, Повівши вертикалі через точки 0, 1, 2, . до перетину з горивонталями через точки A, *1' 2'* . , матимемо низку точок I, II, . ., що належать кривій шляху толока у функції часу. Через те що звільняний об'єм циліндра пропорційний шляхові толока, то відтинки 1'I, 2'II . . є в певному мірилі об'єми однієї з порожнин циліндра при тому або тому



Фіг. 59. Об'ємна діяграма.

НБ УДУНТ (ДІТ)

положенні корби[1]. Крива AF відповідає спідньому півколу (коли корба обертається за годинниковою стрілкою), крива FB — верхньому півколу обертання корби. Для довільного положення корби OK відтинки ED та DC є об'єми правої й лівої порожнини циліндра.

Для тандем-машин або машин-компавнд, в яких корби заклинено під кутом у 180°, криві об'ємів можна рисувати в функціях перебігу толока.

Об'єми циліндра пропорційні переміщенню толока. Тому, як відкладати по осі ординат останню величину, то відповідна зміна об'ємів, які відкладає по осі абсцис, виобразиться похилою прямою лінією.

Такого роду «криві» об'ємів подано на фіг. 62. Відклавши у цілком довільному мірилі відтинок AB, що виображає величину перебігу толока, находимо, якщо довжина діяграми великого циліндра BC, лінію AC, що є зміна об'єму цього циліндра в функції перебігу толока. Для зручности побудови слід вибрати.

$$AB = (0{,}5 \div 0{,}7)\ BC$$

Криві об'ємів цього типу не придатні для машин-компавнд з корбами під кутом у 90°, бо толоки в них кожного даного моменту рухаються в різною швидкістю.

§ 30. Побудова індикаторної діяграми тандем-машини або машини компавнд з корбами під кутом у 180°

Побудувавши, згідно із вказівками в §§ 25 та 27, сукупну діяграму, визначаємо з неї відношення об'ємів в циліндрів $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$, зважаючи, звичайно, на нормально вживані величини. Задаємось залежно від роду пароросподілу об'ємами шкідних просторів кожного з циліндрів. Об'єм ресивера V_r, коли не задано його розміру, беремо

$$V_r = 1{,}5\ V_{h1}$$

Відкладаємо послідовно у вибраному мірилі[2] відтинки (фіг. 60)

$$\begin{aligned} AB &= V_{h1} \\ BC &\quad V_{01} = \sigma_1 V_{h1} \\ CD &\quad V_r \\ DE &= V_{02} = \sigma_2 V_{h2} \\ EF &= V_{h2} \end{aligned}$$

Під відтинками AB та EF будуємо криві об'ємів BLG та FHM* (див. § 29). Відповідно до схеми тандем-машин (фіг. 2), вершини L та H обох кривих лежать на одній горизонталі.

Вибравши за вісь абсцис індикаторних діяграм лінію I — I, відкладаємо тиск впускання p_1 у ц. в. т. та намічаємо точку a. Момент відсічі находимо із сукупної діяграми. Якщо з останньої визначена міра наповнення E відносно об'єму ц. в. т., то, знаходячи довжину ab, треба цю міру наповнення збільшити в відношенні $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

Від точки b будуємо за відомою методою криву розширення bc в ц. в. т. (за полюс побудови править точка O_2).

Якщо знехтувати попереджання випуску (що для практичної потреби цілком припускається), то в точці c циліндер високого тиску злучається з ресиве-

---

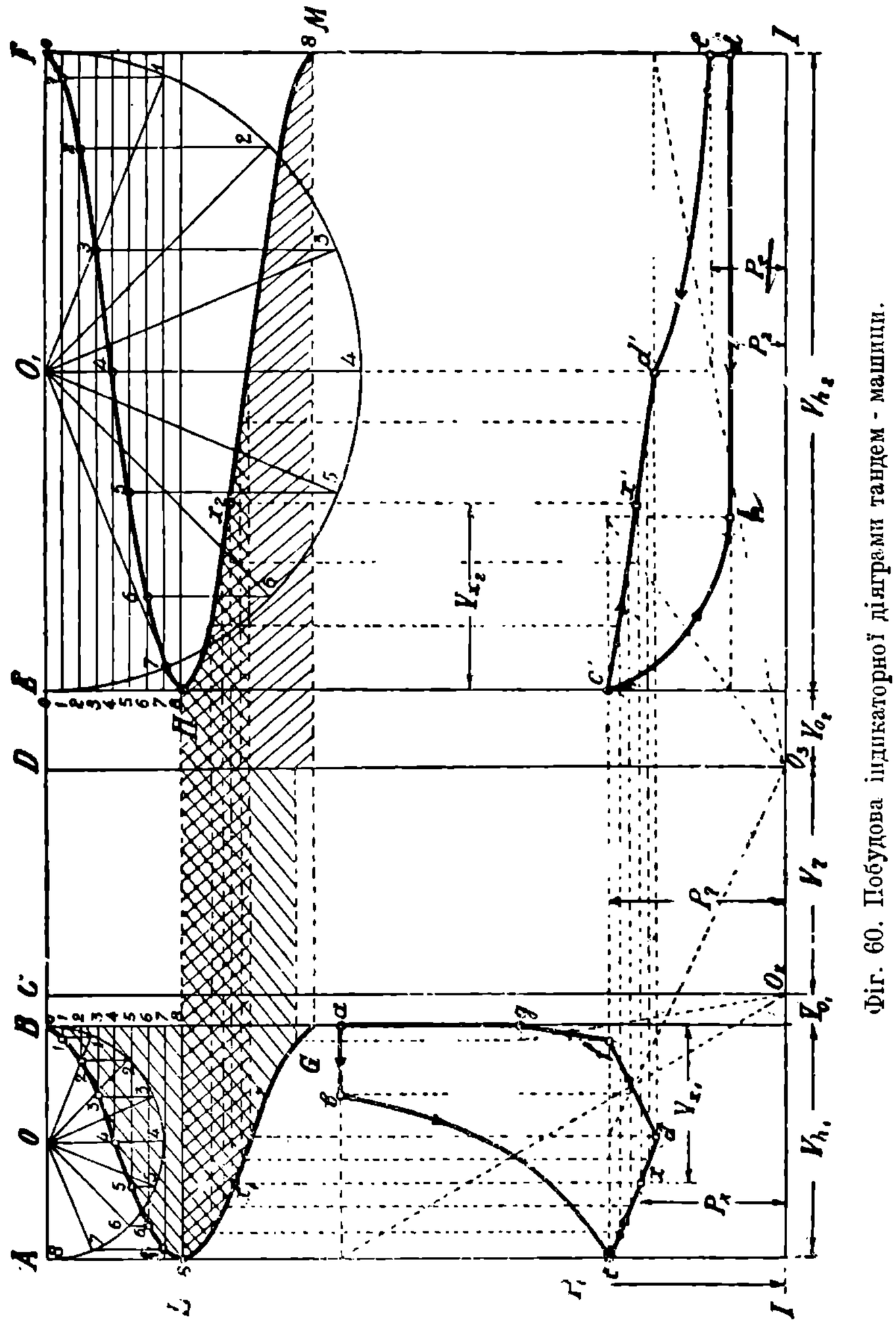
[1] Під час побудування діяграми гопок прийнято безконечно довгим. Для точних побудов слід приймати на увагу конечність гопка.

[2] Зручне мірило $V_{h1} = 100$ мм.

* Для даного прикладу побудовано синусоїдальні криві. Застосування прямолінійної залежности об'єму циліндра від перебігу толока показане на фіг. 62.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ром. Через те, що в цей самий момент як нехтувати попереджанням впуску (починається упуск пари в циліндер низького тиску, то від точки *c* (*c'* на діяграмі низького тиску) починається сукупний процес в обох циліндрах,



Фіг. 60. Побудова індикаторної діятрами тандем - машини.

лучених ресивером. А як швидкості обох толоків однакові і в ц. н. т. звільняється об'єм більший за той, що має пара, яка виштовхується з ц. в. т., то зара розширюється. Крива розширення *cd* підлягає законові

$$pv = \text{const}$$

Криву *cd* будують так:

Для точки «*c*» нам відомі: загальний об'єм, що має пара $V_{h1} + V_{01} + V_r + V_{02}$ (на об'ємній діяграмі ця сума вимірюється відтинком LH) і тиск пари p_r. Першу-ліпшу точку x шуканої кривої на відстані V_{x1} від вертикалі, що обмежує ц. в. т., ми можемо намітити, визначивши тиск p_x з рівняння:

$$p_r\ (V_{h1} + V_{01} + V_r + V_{02}) = p_x\ (V_{x1} + V_{01} + V_r + V_{02} + V_{x2},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

де V_{x2} об'єм порожнин ц. в. т., який відповідає положенню толока в. т. в точці x. Суму об'ємів для точки x визначаємо за допомогою об'ємних кривих відтинком x_1x_2.

Таким чином.

$$p_x = p_r \frac{\overline{LH}}{\overline{x_1x_2}}$$

У такий самий спосіб можна знайти перше-ліпше число точок на кривій розширення cd. Усі ці точки слід перенести й на діяграму ц. н. т. Переносять їх за допомогою кривих об'ємів: точці x відповідає точка x', що лежить на тому самому тискові p під точкою x_2 діяграми об'ємів.

Процес сумісного розширяння пари кінчиться в момент відсічі в великому циліндрі. Щоб визначити точки d' (кінець впуску) задаємо собі тиск p_e наприкінці розширення в ц. н. т. (див. § 16-б) і від точки e будуємо криву розширення ed'. За полюс побудови править точка O_3.

Точку d' переносимо на діяграму в. т. (точка d). Починаючи з цього моменту пару з ц.в.т.випускається в ресивер і, через те що останній має конечний об'єм, пара стискається. Лінію стиску будуємо як рівнобічну гіперболю з полюса O_3, бо цей процес поширюється на малий циліндер та ресивер. Стиск продовжуємо, поки тиск дійде до p_r. А тому що в точці f випуск пари з ц. в. т. припиняється, то в ресивері залишається пара з тиском p_r, і пара, яка виходить із ц. в. т. (під час нового перебігу толока), в точці c зустрічає той самий тиск, що й вона має.

Від точки f будуємо відомим способом (з полюса O_2) криву стиску пари в малому циліндрі.

Переходячи до діяграми низького тиску, намічаємо лінію випуску ih і визначаємо положення точки h, побудувавши для цього криву стиску $c'h$. При цьому виходимо з точки c', себто доводимо стискання до тиску p_r під час впуску в великий циліндер. За полюс побудови править точка O_3.

Напрямок усіх кривих під час будування їх зазначений стрілками. Рискуванням кривих об'ємів відзначено окремі фази пароросподілу. Перехресним рискуванням позначено царину сукупної роботи всіх трьох об'ємів.

Описаний випадок являє собою найпростіший обрис індикаторних діяграм. Проте, звичайно в ц. в. т. не досягають повного розширення пари: коли випускають пару з малого циліндра, то роблять перепад тиску, себто конструктують машину так, щоб тиск у ресивері в момент злучання обох циліндрів був би менший від тиску наприкінці розширення в ц. в. т. (точка c).

Досягти цього можна вменшенням міри стиску в ц. н. т. Це корисно й з іншого погляду:

Часто, під час побудови кривої стиску з точки c' (фіг. 60), вона не перетинається з лінією випуску на протязі індикаторної діяграми; в інших випадках виходить надмірна довгочасність стиску. Зниження кінцевого тиску стискання в цих випадках немає.

Кінцевий тиск стискання в ц. н. т. слід вибрати:

$$p_3 = (0{,}5 \div 0{,}8)\ p_r$$

і провести криву стиску (фіг. 61) через точку c''.

Якщо точку f у ц. в. т. залишити на тій самій вишині (p_r), то в момент сполучання циліндрів (точка c) змішається пара з різними тисками:

1. пара, що була в ц. в. т. під тиском p_r, яка мала об'єм $V_{h1} + V_{01}$;
2. пара, що була в ресивері, з об'ємом V_r під тиском p_r та
3. пара, що була в шкідному просторі ц. н. т. наприкінці стиску, себто під тиском p_3 в об'ємі V_{02};

Змішування цієї пари підлягає Далтоновому закону, згідно з яким тиск суміші

$$p = \frac{p'V' + p''V''}{V' + V''}$$

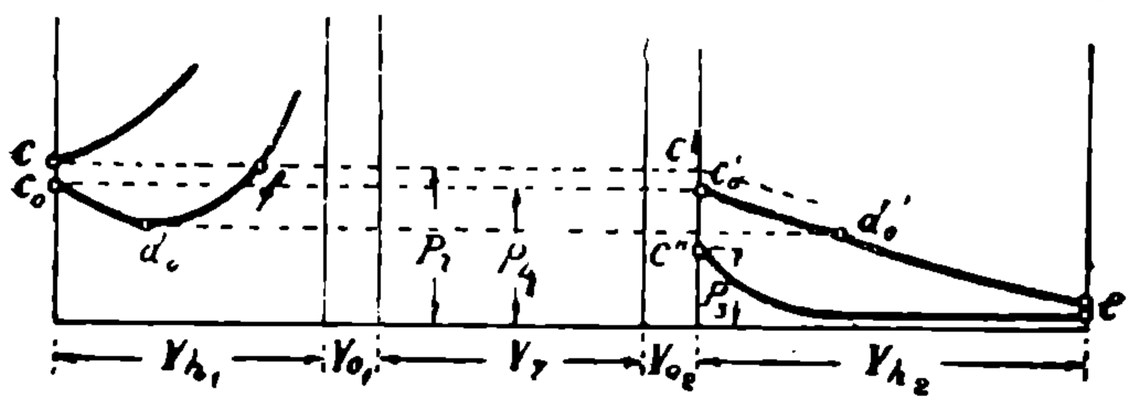
НБ УДУНТ (ДІТ)

де p' та p'' — парціяльні тиски змішуваної пари, V' та V'' — об'єми, який мала пара до змішування.

Застосовуючи цю формулу до даного випадку, найдемо тиск p_4 сумуші:

$$p_4 = \frac{p_r(V_{h1} + V_{c1} \quad V_r) \quad p_3 V_{02}}{V_{h1} + V_{01} + V_{02} + V_r}$$

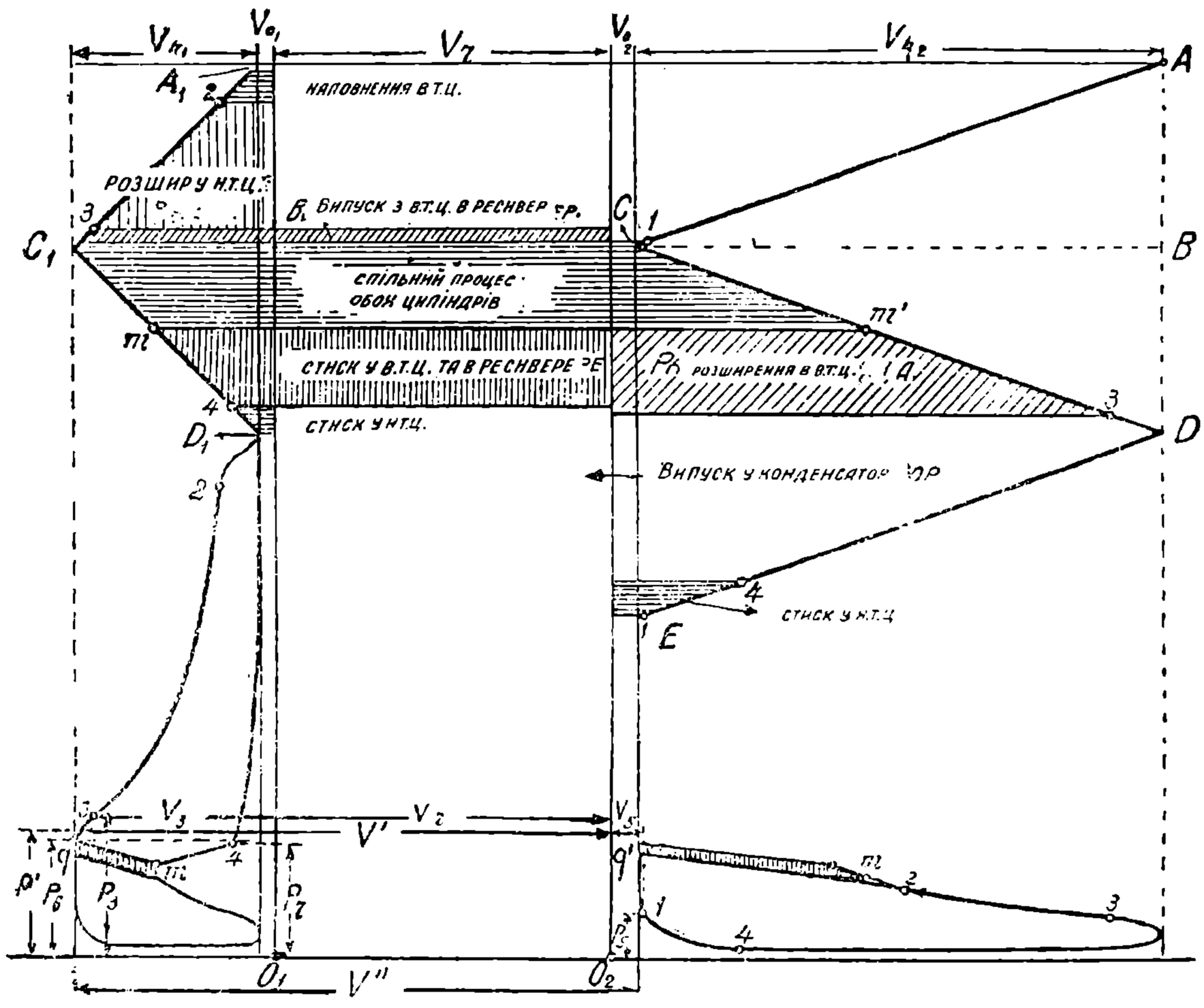
Таким чином, сукупний процес в обох циліндрах починається під тиском p_4 та точки c, d, c', d' відповідно спустяться (в точки c_0, d_0, c_0', d_0').



Фіг. 61. Побудова індикаторної діяграми тандем - машини з перепадом тиску.

В наслідок такого перепаду зменшується площа діяграми ц. н. т., збільшується міра його наповнення (в разі побудови кривої розширення з тієї самої точки e); наповнення можна залишити без зміни, знизивши тиск p_e наприкінці розширення.

Перепад тиску в точці c може бути ще збільшений зниженням точки f, себто



Фіг. 62. Індикаторні діяграми тандем - машини: 1) наповнення ц. в. т.; 2) розширення в ц. в. т.; 3) випуск із ц. в. т. у ресивер; 4) сукупний процес обох циліндрів; 5) стиск у ц. в. т. та ресивері; 6) стиск у ц. в. т.; 7) розширення в ц. н. т.; 8) випуск у конденсатор; 9) стиск у ц. п. т.

НБ УДУНТ (ДІТ)

закінченням процесу стиску в малому циліндрі та ресивері не з тиском, що відповідає точці *c*, а трохи меншим. При цьому треба стежити за тим, щоб кінцевий тиск стискання в ц. в. т. не вийшов би надмірно високий.

Під час побудови діяграми ми не брали до уваги моментів попереджання впуску та випуску.

З достатньою для практики точністю ці моменти враховано на діяграмі фіг. 62, яку побудовано із застосуванням прямолінійної залежности між перебігом толока та об'ємом циліндра.

Криві об'ємів $ACDE$ та $A_1C_1D_1$ побудовано так, як описано в § 29. Цілком зрозуміло

$$AD = A_1D_1 = CE.$$

Попереджання випуску в ц. в. т. відповідає точці 3. Якщо тиск у ресивері $p_r < p_3$, то тиски вирівняються при одночасовому русі толока ліворуч до початку впуску в ц. н. т. (точка 1 на лінії AC) буде досягнутий тиск p', що визначається з рівняння

$$p'V' = p_3V_3 = p_rV_r.$$

Коли є злука з ц. н. т., то пара з тиском p' змішується з парою тиску p_5, яка займає шкідний простір і невелику частину робочого об'єму ц. н. т. У наслідок установляється тиск

$$p_6 = \frac{p'V' + p_5V_5}{V''}$$

Від точки q криву розширення пари в обох циліндрах будують так само, як і на фіг. 60. При цьому все таки взято до уваги невеликий спад тиску у випускних пароподільчих органах ц. в. т. та у впускних — ц. н. т. Тому, лінія $q'm'$ на діяграмі лежить нижче за лінію qm. Точка m' обмежує теоретичну міру наповнення ц. н. т. Пароподіл повинен давати відсіч у точці 2.

Лінія стискання m 4 доходить до величини тиску в ресивері p_r.

Точка 3 на діяграмі н. т. показує момент початку випуску, точка 4 — початок стиску.

Під діяграмою в. т. нарисована тонкими лініями діяграма великого циліндра, абсциси якої зменшено у відношенні $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

Окремі моменти процесу виділені рискованням між кривими об'ємів.

§ 31. Побудова індикаторної діяграми машини подвійного розширення з корбами, насадженими під кутом у 90° (машини компавнд)

Як і в попередньому параграфі відкладаємо по лінії AF (фіг. 63) в послідовному порядку об'єми:

1) малого циліндра (AB), його шкідного простору (BC), ресивера (CD), шкідного простору великого циліндра (DE), великого циліндра (EF).

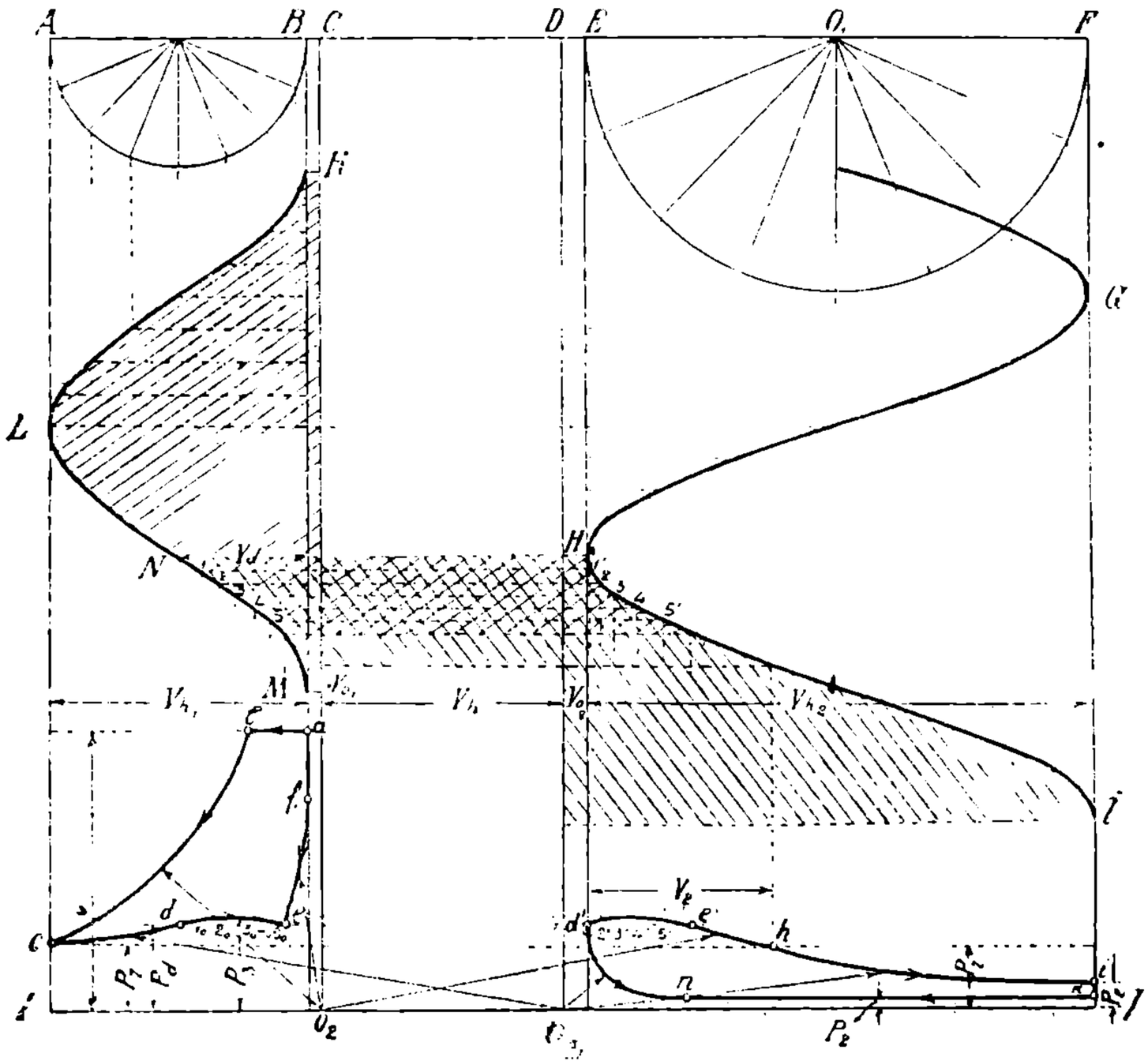
Будуємо синусоїдальні криві об'ємів KLM та GHJ. Відповідно до схеми машини (фіг. 3) вершини кривих (точки L та H) не лежать на одній прямій, бо корби насаджені під кутом у 90° одна до одної. Мертвому положенню корби ц. н. т. (точка H) відповідає середнє положення корби ц. в. т. (точка N).

Під кривими об'ємів будуємо індикаторні діяграми.

Від осі абсцис I — I відкладаємо тиск упускання в ц. в. т. — p_1 і від точки a поводимо лінію наповнення ab. Міру наповнення визначають із сукупної діяграми. З точки b будуємо криву розширення bc (в разі насиченої пари, як гіперболю з полюса O_2). Наприкінці розширяння (точка c) ц. в. т. злучається з ресивером (попереджанням випуску нехтуємо). Відмінно від машини-тандем, ц. н. т. у цей момент не сполучається з ресивером, бо у відповідній порожнині великого циліндра ще відбувається випуск (або стиск) пари — толок перебуває в середньому положенні.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Тому, під час руху толока в ц. в. т. з точки c праворуч, пара в цього циліндра йде в ресивер і, через конечність об'єму цього останнього, — стискається. На діяграмі цей процес виображається лінією cd, яку будують, як



Фіг. 63. Побудова індикаторної діяграми машин компавнд.

рівнобічну гіперболю з полюса O_3 (у процесі беруть участь ц. в. т., його шкідний простір та ресивер).

Зазначений процес триває до моменту приходу в мертве положення толока ц. н. т. і, значить, до початку впуску в останній (нехтуючи попереджанням впуску). Це станеться при середньому положенні толока ц. в. т. в точці d.

При дальшому рухові толоків починається сукупний процес обох циліндрів: пара, що виходить з малого циліндра, ресивером переходить у великий циліндер. Лінія випуску з першого циліндра є лінія випуску для другого. Ми приймаємо при цьому, що в ц. н. т. у момент його прилуки до сукупного процесу є той самий тиск пари, що й у решті об'ємів (в ц. в. т. та в ресивері). Для цього треба стиски у великому циліндрі довести до тиску p_d.

Криву сукупного процесу обох циліндрів на діяграмі високого тиску будується по точках за законом $pv = \text{const}$.

Для початку побудови нам відомі координати точки d: тиск pd і об'єм: $V_d = V_{o1} = V_r + V_{o2}$. Для першої-ліпшої точки 3, що відповідає об'ємові V_3 ц. в. т., можна написати рівняння

$$p_d = \overline{NH} = p_3\,(3 - 3'),$$

де p_3 — невідомий нам тиск у точці 3, а $3 - 3'$ — сума об'ємів, що беруть участь у процесі, яка виміряється віддаллю між кривими об'ємів.

З рівняння вивначаємо p_3 отже й положення точки 3_o на індикаторній діяграмі в. т. Цю точку переносимо на діяграму н. т. за допомогою кривої об'ємів.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Шукана точка $3''$ лежить на перетині горизонталі, поведеної через точку 3_o, а вертикалею — через точку $3'$.

Крива *de* на початку підіймається, бо в точці *d* толок ц. в. т. має невелику швидкість, а толок ц. н. т. — швидкість близьку до нуля (бо він перебуває поблизу мертвого положення).

Тому за одиницю часу з малого циліндра виштовхується пара, що потребує більшого об'єму, ніж той, що звільняється в ц. н. т. Далі швидкість толока в. т. зменшується, а н. т. збільшується і крива стає кривою розширяння.

Кінцеву точку *e* описаного процесу знаходять побудовою кривої стиску в малому циліндрі. Для цього вибирають кінцевий тиск стискання, звичайно, досить високий, але що лежить не менше як на одну атмосферу нижче від тиску впускання p_1. Із точки *f* будують криву стиску до перетину з кривою сукупного процесу в точці *e*. За полюс побудови кривої *fe* править точка O_2.

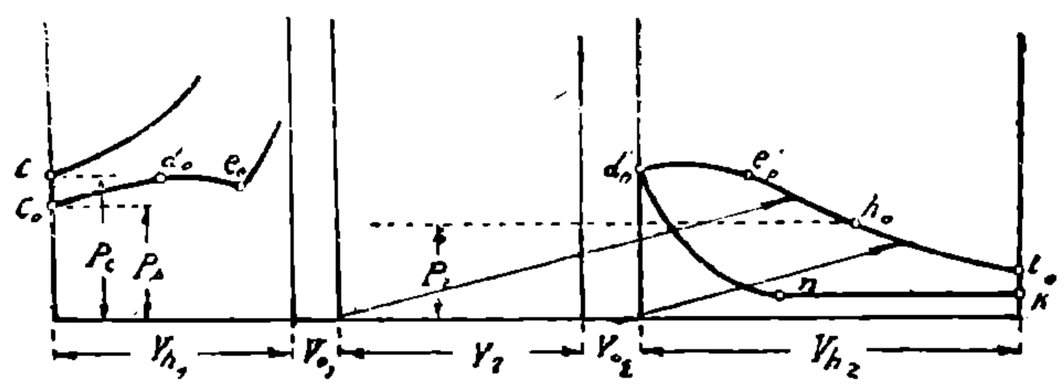
Отже, в точці e' (що відповідає точці *e*) на діяграмі великого циліндра кінчається перепуск пари з ц. в. т. Проте, великий циліндер ще сполучається з ресивером. Тому, на протязі кривої $e'h$ пара розширяється в ресивері та в ц. в. т. Криву будують, як рівнобічну гіперболю, з полюса O_2. Кінцева точка *h* цієї кривої лежить на вишині p_r, для того, щоб у ресивері після відсічі в ц. в. т. залишився той самий тиск p_r, якого досягає пара наприкінці розширяння в малому циліндрі. При цій умові не буває перепаду тиску в точці *c*.

Наповнення ц. н. т. зазначене на рисунку в формі відтинка V_2.

Щоб закінчити діяграму н. т., треба від точки *h* побудувати криву розширяння *hi* (рівнобічна гіперболя з полюса O_3), повести лінію випуску на вишині p_2 та побудувати криву стиску пари, виходячи з точки d'. Початок стиску міститься біля перетину з лінією випуску в точці *n*. Криву $d'n$ будують із полюса O_3.

Якщо тиск p_e наприкінці розширення в циліндрі н. т. буде дуже великий, — треба підвищити точку *f* у малому циліндрі, від чого підвищаться точки *e* та e', і зменшиться наповнення V_2 великого циліндра

На діяграмі об'ємів рискування з лівого боку проворуч (вгору) відзначає об'єми ц. в. т. та інші об'єми, які прилучаються до нього. Протилежне рискування показує те саме відносно ц. н. т.



Фіг. 64. Індикаторна діяграма машини компавнд з неповним розширенням у ц. в. т.

Відмінно від розглянутого прикладу звичайно діяграму ц.в.т. конструктують з неповним розширенням, а діяграму ц. н. т. — з неповним стиском пари. При цьому втворюються перепади тиску в точках *c* та *d*, що сприятливо відбиваються на роботі машини і що дозволяють легко досягти переміщення основних точок діяграми в разі, коли їхнє положення не задовольняє ті або ті вимоги.

Щоб здобути перепад наприкінці розширення в ц. в. т. (точка *c*), треба збільшити міру наповнення великого циліндра з метою знизити тиск у точці *h*. У такому випадку тиск у ресивері p_r, коли закінчиться впуск в ц. н. т., залишиться на вишині точки *h* (менший за тиск p_c наприкінці розширяння в малому циліндрі).

Тому, коли в точці *c* ц. в. т. злучається з ресивером, змішається пара різних тисків: 1) пара в тиском p_c, що займає об'єм ц. в. т. V_{h1} і його шкідний

НБ УДУНТ (ДІТ)

простір, та 2) пара тиску p, що міститься в ресивері — V_r. За Далтоновим законом тиск суміші (див. фіг. 64)

$$p_4 = \frac{p_c(V_{h1} + V_{o1}) + p_r V_r}{V_{h1} + V_{o1} + V_r}$$

Тиском p_4 визначається положення точки c_o, і в дальші побудові робимо так само, як описано вище.

Точки d та e (ф. 63) переміщаються відповідно у d_o та e_o.

Перепад тиску в точці d може бути тоді, коли стиск у великому циліндрі не доведений до тиску впускання в цей циліндер. При положенні толока в. т. у точці d малий циліндер і ресивер сполучаються з великим циліндром. Якщо в останньому тиск нижчий, ніж у перших двох об'ємах, — то тиски вирівняються.

Позначмо тиск у точці d — p_d (див. фіг. 65), об'єм ц. в. т. при цьому — V_d, тиск наприкінці стискання в ц. н. т. — p_k. Пара з тиском p_d до змішування займала об'єм $V_d + V_{o1} + V_{r1}$ пара з тиском p_k — об'єм V_{o2}.

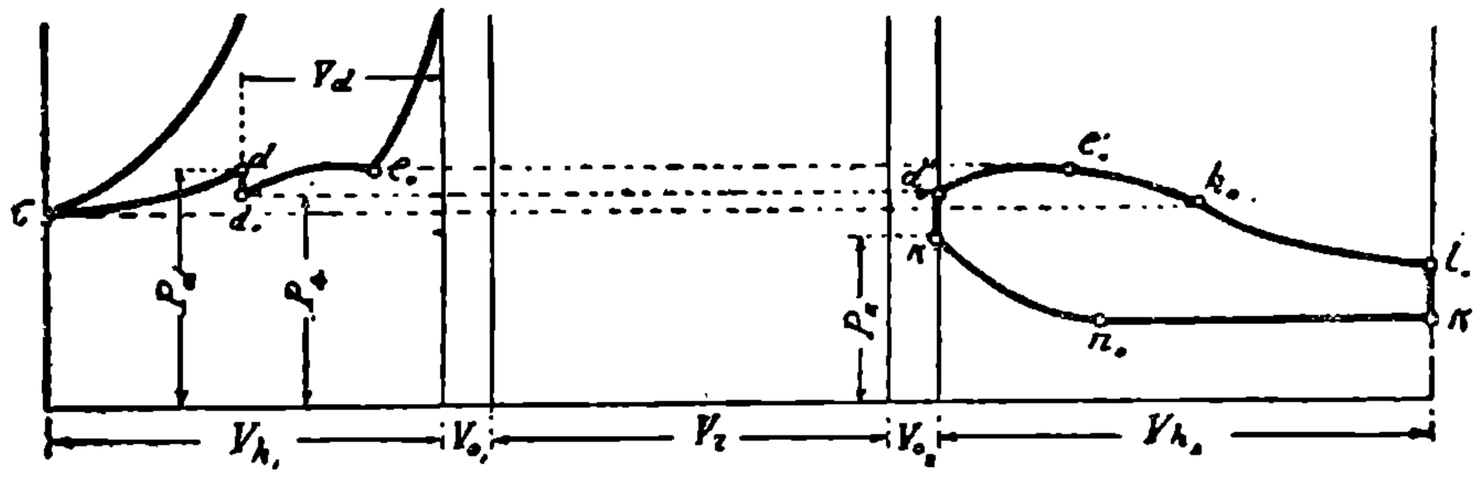
Тиск суміші

$$p = \frac{p_d\,(V_d + V_{o1} + V_r) \quad p_k \cdot V_{o2}}{V_d + V_{o1} + V_{r_1} + V_{o2}}$$

Відзначивши на вишині p_4 точку d_o дальшу побудову робимо за вищеописаною методою.

Крива $d_o e_o$ лежатиме нижче за криву de на фіг. 63.

Точки d_o' та e_o' по вишині відповідають точкам d_o та e_o.



Фіг. 65. Індикаторна діяграма машини компавнд з неповним стиском у ц. н. т.

Для точнішої побудови слід ще взяти до уваги моменти попереджання впуску та випуску, подібно до того, як це розібрано на фіг 62 для тандем-машини.

§ 32. Побудова індикаторної діяграми машини потрійного розширення з корбами насадженими під кутом у 120°

Побудова, що нижче розглядатимемо, стосується, головне, сторчових машин, схему яких подано на фіг. 58. Побудова індикаторних діяграм для поземих машин потрійного розширення з розміщенням циліндрів, як показано на фіг. 57, (тандем - компавнд) являє собою поєднання метод, розглянутих у двох попередніх параграфах.

У машинах з трьома коробами останні насаджують звичайно під кутом у 120° одну до одної, до того ж послідовність (у напрямі обертання) корб така: 1) низького тиску, 2) середнього тиску, 3) високого тиску.

Для зручности побудови об'єми циліндрів і ресиверів відкладають на діяграмі не послідовно, а в порядку показаному на фіг. 66.

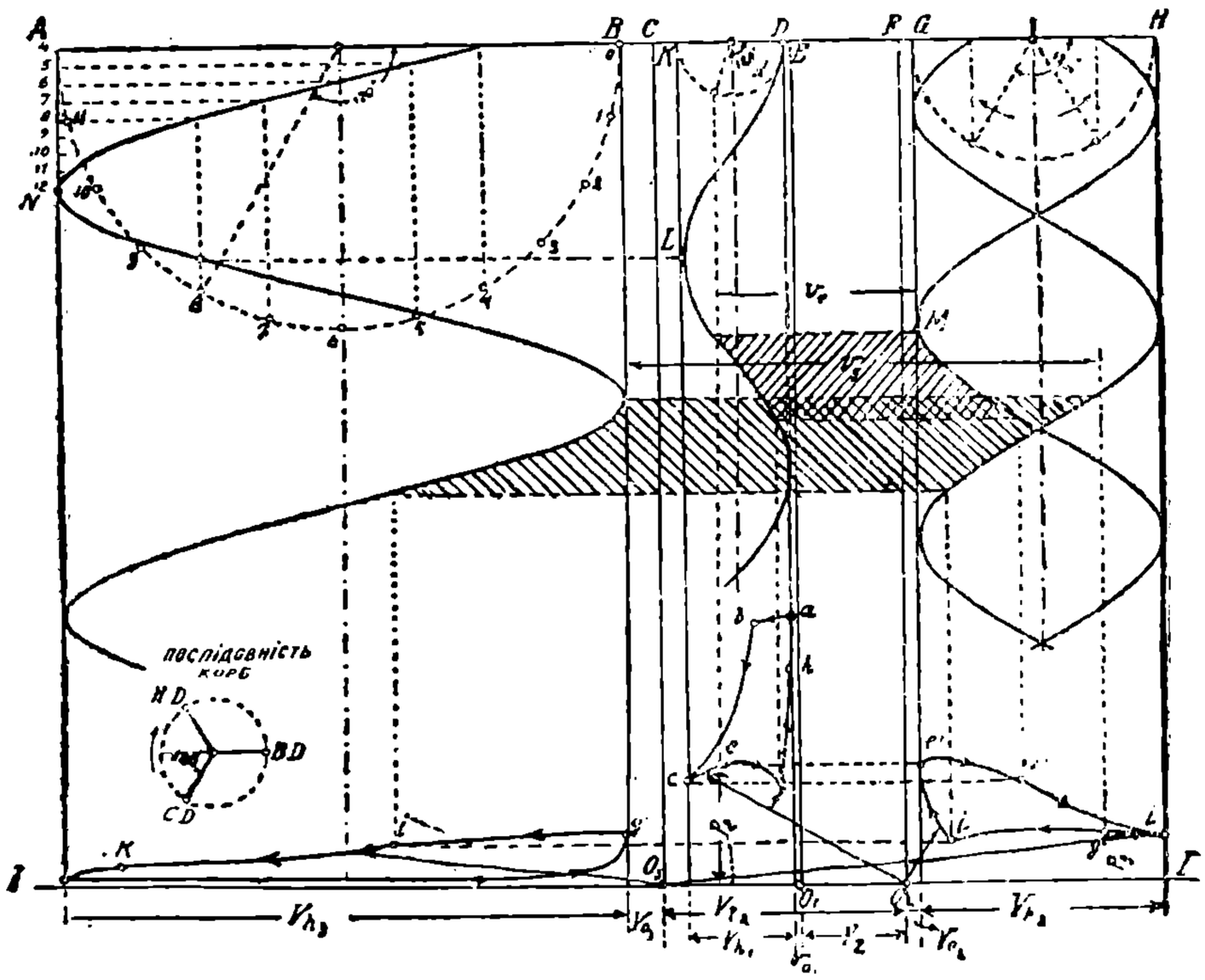
$AB = V_{h3}$ — робочий об'єм ц. н. т.
$BC = V_{o3}$ — об'єм шкідного простору ц. н. т.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$GF = V_{r2}$ — об'єм другого ресивера
$FG = V_{o2}$ — » шкідного простору ц. сер. т.
$GH = V_{h2}$ — » ц. сер. т.
$FE = V_{r1}$ — » першого ресивера
$ED = V_{o1}$ — » шкідного простору ц. в. т.
$DK = V_{h1}$ — » ц. в. т.

Відношення об'ємів циліндрів визначається із сукупної діяграми, яку звичайно поділяють на три частини, однакові по площі.

Звичайним способом будують криві об'ємів, при чому кожна з вершин



Фіг. 66. Побудова індикаторної діяграми машини потрійного розширення.

N, *M*, *L* кривих всунута на 120° відносно сусідньої. Для ц. сер. т. будують дві кривих об'ємів, за допомогою одної з яких досліджують роботу цього циліндра з ц. в. т., а другої — з ц. н. т.

Виходячи з відомою із сукупної діяграми міри наповнення, будують лінії *ab* та *bc* на діяграмі в. т. У точці c починається випуск пари в перший ресивер (попереджання випускання нехтуємо). Лінію *ce* (стиск у ц. в. т. та першому ресивері) будують, як рівнобічну гіперболю з полюса O_2. У точці *e* (*e'*) починається впуск у ц. сер. т. по кривій *ef*, яку будують по точках (задано p_e та v_e). Точка *f* може лежати на одній вишині з точкою *c*. У цьому випадку діяграму ц. в. т. кінчаємо побудовою кривої стиску *fh* (з полюса O_1). Можна точку *f* вибрати нижче від точки *c*; тоді в ц. в. т. за точкою *f* пара стискається в циліндрі й у першому ресивері до тиску в точці *c*, лише після цього вона стискатиметься в одному ц. в. т.

Лінію *ef* переносимо на діяграму середнього тиску, при чому в обох вище розглянутих випадках точка *f'* лежить на вишині *f*.

Криву розширяння *f'l* будують з полюса O_2. lg — являє собою лінію стиску в ц. сер. т. і в другому ресивері (з полюса O_2), *gi* — перепуск до ц. н. т. Останню криву будують по точках, виходячи із заданих p_g, v_g. Точка *i* може лежати на одній вишині з точкою *l* або нижче від неї [1]. В останньому випадку від точки

[1] На фіг. 66 точку *i* взято на одній вишині з точкою *l*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

починається стиск у ц. сер. т. У цьому випадку останню криву будують зворотним способом із точки e'

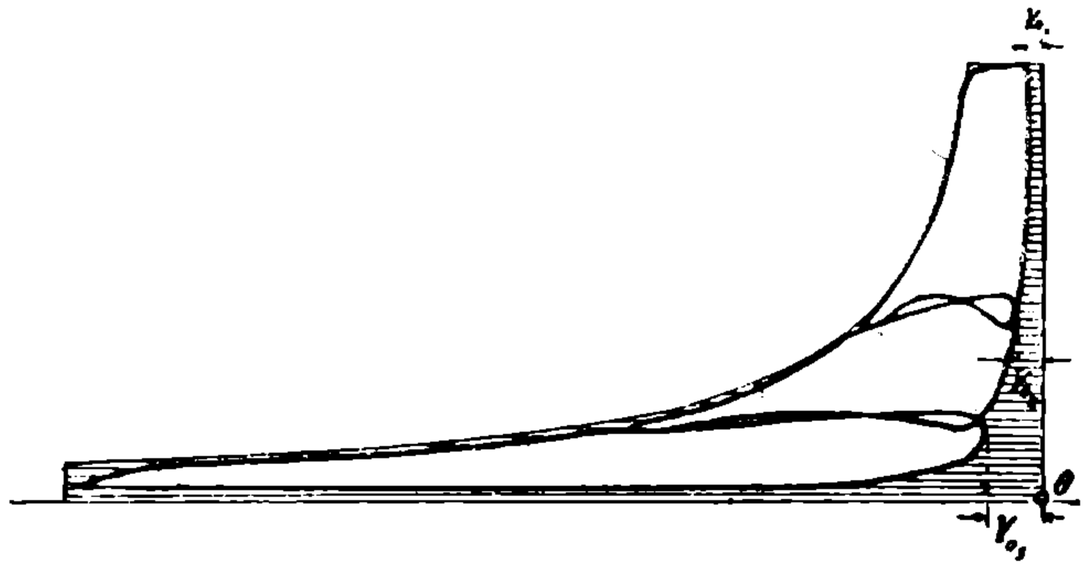
На діяграмі низького тиску точка i' міститься на одній вишині з точкою i; криву розширяння будують з полюса O_3, криву стиску з того самого полюса зворотним способом (від точки g').

Якщо криві стиску не дійдуть до точок e', g' то в точках e, g будуть перепади тисків (див. попередній параграф). Перепади можна мати також і в точках c та l, як розмістити точки f та i нижче від точок c та l і припинити в цих точках (f, i) випуск пари з циліндрів.

На діяграмах об'ємів зарисковано частини сукупного процесу в двох циліндрах.

§ 33. Ренкінізування індикаторних діяграм

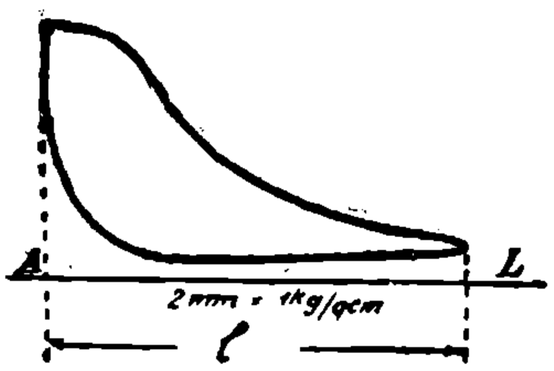
Побудовані на фіг. 66 діяграми з'єднано в одній діяграмі на фіг. 67. Тут же побудована діяграма одноциліндрової машини, до того ж лінію розширення поведено як рівнобічну гіперболю, що проходить через момент відсічі в ц. в. т.



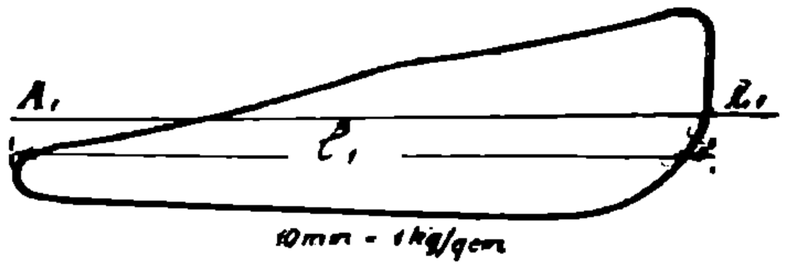
Фіг. 67. Ренкінізування діяграми машини потрійного розширення.

Зарисковані площі являють собою втрати, при чому особливу увагу слід звернути на втрати під час розширення, які обумовлює самий принцип багатократного розширення.

Для того, щоб мати подібну ж картину за допомогою дійсних діяграм,



Фіг. 68. Високий тиск з боку покришки.



Фіг. 69. Низький тиск з боку корби.

знятих із машини, слід останні привести до одного мірила. Ці побудови запропонував Ренкін і їх звуть ренкінізуванням діяграм.

На фіг. 68 та 69 подано індикаторні діяграми тандем-машини (діяметри циліндрів: $D_1 = 430$; $D_2 = 710$). Діяграми взято індикаторними з різним діяметром барабанів, а тому мають неоднакову довжину. Мірила пружин також різні (у першій діяграмі $m = 2$, у другій $m_1 = 10$).

Довжину діяграми в. т. залишаємо без зміни. Діяграму н. т. спочатку робимо рівною з довжиною діяграми в. т., себто зменшуємо абсциси у відношенні $\frac{l_1}{l}$, а потім збільшуємо у відношенні об'ємів циліндрів, себто у відношенні $\frac{D_2^2}{D_1^2}$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Якщо, наприклад, $l_1 = 54$ мм, $l = 32$ мм, то ренкінізована діяграма н. т. повинна мати довжину

$$L = \frac{32 \quad 710^2}{430^2} = 88 \text{ мм}$$

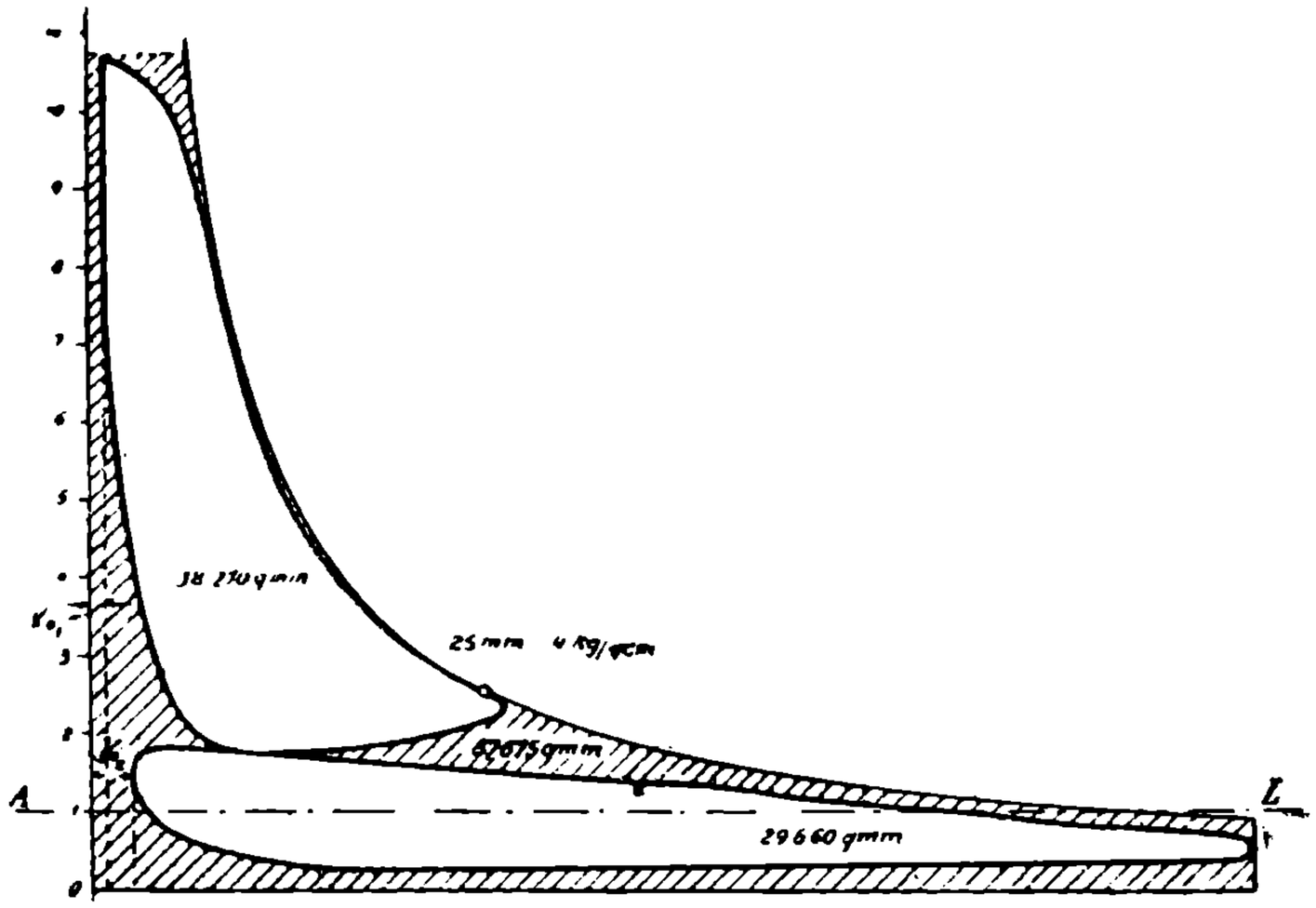
Мірило тисків залишимо без зміни в діяграмі н. т., а в діяграмі в. т. ординати збільшимо в $\frac{m_1}{m}$ разів.

У нашому випадку

$$\frac{m_1}{m} = \frac{10}{2} =$$

У спільних осях координат діяграми розташовують так, щоб вони відлежали від осі ординат на величини своїх шкідних просторів (фіг. 70).

Щоб порівняти з одноциліндровою машиною проводиться загальну криву



Фіг. 70. Ренкінізування діяграми тендем - машини.

розширення на вигляді рівнобічної гіперболі, яку будуємо як звичайно: з точки кінця впуску — для перегрітої пари, з точки кінця розширення — для насиченої пари.

Лінію випуску в цій сукупній діяграмі поводимо при тискові в 1 ата для роботи на атмосферу, при нульовому тискові для роботи на конденсацію. Шкідного простору та стиску немає.

Відновлення суми площ ренкінізованих діяграм до площі сукупної діяграми зветься сучинником повноти.

Величини площ для розглянутого прикладу зазначено на фіг. 70.

Сучинник повноти дорівнює

$$\frac{38270 + 29660}{87675} = 0{,}775$$

Пересічними вартостями для сучинника повноти можуть бути:

0,6 ÷ 0,7 у машинах подвійного розширення,
0,55 ÷ 0,65 у машинах потрійного розширення.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 34. Потужність машин багатократного розширення

Знаючи розміри циліндрів машини й маючи індикаторні діяграми обох циліндрів, легко визначити потужність машини за формулами § 18.

Позначивши пересічний індикаторний тиск у кожному з циліндрів машини подвійного розширення p_{i1} та p_{i2} (ці тиски визначаємо з діяграм так само і для одноциліндрової машини), найдемо сумарну площу обох діяграм.

$$Q = p_{i1} V_{h1} + p_{i2} V_{h2}$$

Пересічний індикаторний тиск в обох циліндрах, віднесений до об'єму в ц. н. т.

$$p_i = \frac{Q}{V_{h2}} = p_{i1} \frac{V_{h1}}{V_{h2}} + p_{i2} \qquad (39)$$

У багатьох випадках можна обійтися й без визначення p_{i1} та p_{i2} окремо. Вимірять площі обох діяграм і їхню суму ділять на довжину діяграми низького тиску V_{h2}. Знайдену величину пересічного індикаторного тиску підставляють у формулу

$$N_e \quad \eta_м \frac{F \; c_m \; p_i}{75}$$

F_2 — тут позначає площу толока в ц. н. т.

При заданій потужності з тієї формули визначають F_2, а діяметр ц. н. т. находять із співвідношення

$$0{,}97 \frac{\pi D_2^{\,2}}{4} = F_2$$

Діяметр ц. в. т.

$$D_1 = D_2 \sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}}$$

Якщо обраховувати точно корисні площі обох толоків та індикаторні тиски в кожній із порожнин циліндрів, то потужність машини слід визначати за точнішою формулою:

$$N_e \quad \eta_м \frac{c_m}{2 \cdot 75} (F'_1 p'_{i1} + F''_1 p''_{i1} + F'_2 p'_{i2} \quad F''_2 p''_{i2}) \qquad (40)$$

де F'_1 — корисна площа толока однієї порожнини ц. в. т.,

F''_1 — корисна площа толока другої порожнини ц. в. т.,

p'_{i1} та p''_{i1} — відповідні їм пересічні індикаторні тиски.

Перебіг толока машини (під час проєктування) визначається з формули

$$H = \frac{30 \; c_m}{n}$$

c_m — беремо рівним із $2 \div 3$ м/сек., рідко до 4 м/сек. Відношення $\frac{H}{D_2}$ повинно бути в межах:

$0{,}9 \div 1{,}8$ для поземих тихорушних машин,
$0{,}5 \div 0{,}9$ для сторчових тихорушних машин,
$0{,}7 \div 1{,}0$ для поземих швидкорушних машин,
$0{,}5 \div 0{,}7$ для сторчових швидкорушних машин.

Механічний сучинник видатности беруть на $2 \div 3\%$ меншим від вартостей поданих для одноциліндрових машин.

Вищенаведені формули стосуються й машини потрійного розширення, до того ж під D_2, F_2 і тут слід розуміти діяметр та площу толока ц. н. т.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 35. Витрата пари машинами подвійного розширення

Визначення витрати пари методою, викладеною в § 20, як застосувати її до машин багатократного розширення, не дає задовільних наслідків. Не існує взагалі точних метод для попереднього підрахунку витрат пари машинами.

Більш-менш задовільну цифру можна дістати методом, що запропонував проф. Ґрсоман, який є ось що.

Визначають витрату пари ідеальної одноциліндрової машини, що працює за циклом Майєра між тими крайніми границями тиску пари, що задано для машини подвійного розширення.

Величина цієї витрати пари (див. формули (32) у § 23 та (3) у § 7):

$$D' = \frac{632}{i_1 - i_e + \frac{10000}{427}(p_e - p_2)v_e} \text{ кг/і м. к.-год.} \qquad (41)$$

тут: i_1 — початковий тепловміст пари,

i_e — тепловміст пари наприкінці адіябатичного розширення в ц. н. т. (до тиску p_e),

p_e — тиск наприкінці розширення ц. н. т.,

p_2 — тиск під час випуску з ц. н. т.,

v_e — питомий об'єм пари наприкінці розширення в ц. н. т. (визначається за $i - s$ діяграмою — див. §§ 7 та 23).

До витрати пари ідеального процесу додають величину, що враховує всі втрати в машині, яка за Ґрасмановою емпіричною формулою становить:

$$D'' = \tau \frac{M}{i_1}\left[0{,}35 \div \frac{O_r}{F}\sqrt{p_1 + 5} \cdot \frac{1}{H} \cdot \frac{1}{n^{0,6}}\left(\frac{1}{p_i} + 0{,}5\right)\right] \qquad (42)$$

Значення всіх величин, що входять у формулу (42), пояснено в § 24.

τ визначається за формулою (35) в цьому параграфі.

$M = 300 \div 500$, коли пароподільчі органи розміщено в покришках циліндра,

$M = 500 \div 800$ у всіх інших випадках.

$\frac{O_r}{F}$ — являє собою відношення пройденої суми поверхень шкідного простору ц. н. т. до площі толока цього циліндра.

i_1 — тепловміст гострої пари,

p_i — пересічний індикаторний тиск в обох циліндрах, віднесений до об'єму ц. н. т. (формула 39).

Дійсна витрата пари машиною.

$$D_i = D' + D'' \text{ кг/і м. к.-год.}$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

Частина II

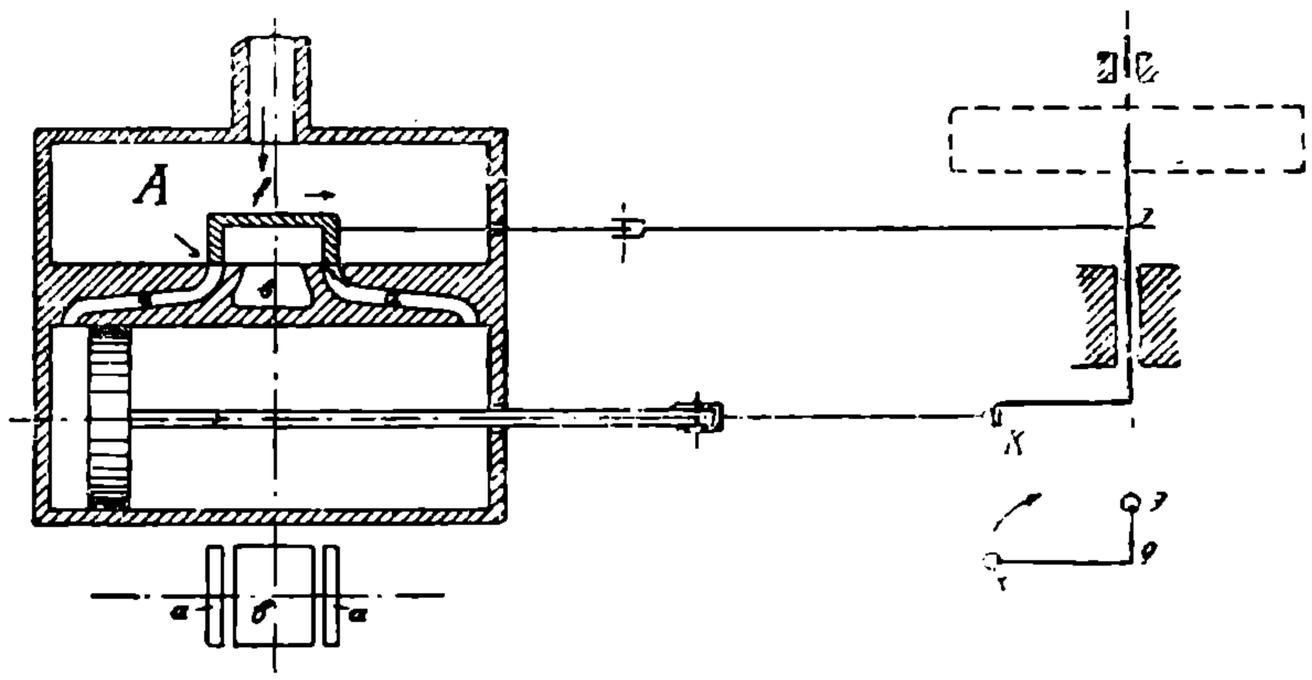
ПАРОРОЗПОДІЛ ПАРОВИХ МАШИН

1. Сувакові розподіли

§ 36. Простий коробчастий сувак

У найпростішому випадку пароросподіл парової машини можна робити за допомогою простого коробчастого сувака без перекривків (фіг. 71). Разом із циліндром машини виливають так звану сувакову коробку *A*. У цій коробці є чисто вистругана й притерта площа, що зветься сувakовою ковзанкою. У ковзанці прорізано три канали — два *ah* з боків та один *b* посередині.

Канали, як видно з плану під схемою, мають прямокутній перекрій. У сува-



Фіг. 71. Схема машини з простим коробчастим суваком.

кову коробку входить гостра пара; середній канал *b* сполучається випускною трубою. Сувак, що рухається у ковзанці, являє собою нібито перекинуту коробку, товщина стінок якої дорівнює ширині крайніх каналів.

Сувак може набувати собі руху за допомогою такого самого механізму, як і толок, себто за допомогою корби, гонка й тягеля, до того ж корбу сувака заплішують на валу під кутом 90° відносно толокової корби.

Розглянемо кола обертання корб головної та сувакової; остання з них має менший діяметр (фіг. 72).

Тоді, як головна корба перебуває в положенні *OK*, що відповідає мертвому положенню толока, — сувакова корба перебуває в положенні *OE*, випереджаючи на 90° головну корбу.

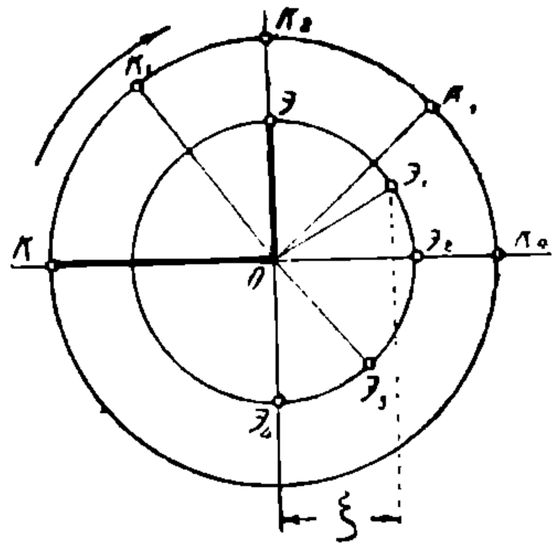
Тому мертве положення толока відповідає середньому положенню сувака і навпаки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Пароозподільчий механізм працює:

Припустімо, що машина обертається; головна корба виходить із свого мертвого положення й рухається в напрямку стрілки. Толок теж виходить із свого мертвого положення й рухається праворуч.

Коли головна корба повернеться в якесь положення OK_1, то сувакова корба матиме положення OE_1, і зсув сувака з середнього положення дорівнюватиме проекції корби OE_1 на поземий діяметр. Позначмо величину цього зсову ξ (фіг. 73).



Фіг. 72. Корбова діяграма машини з простим коробчастим суваком.

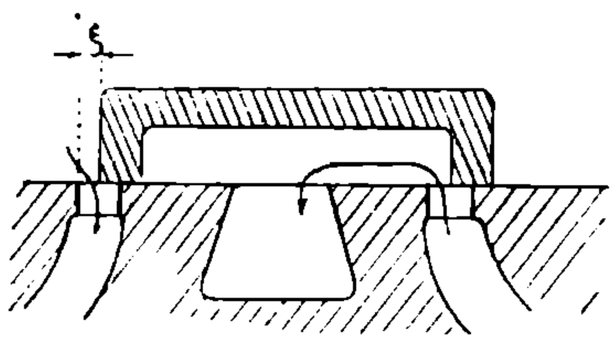
Виходить, що сувак із свого середнього положення пройшов шлях ξ, який виміряється від окрайка канала до краю сувака.

Очевидно, що, коли сувак виходить із середнього положення, пара, яка міститься в суваковій коробці, йтиме в паровий циліндер і тиснутиме на толок, штовхаючи його праворуч. У той самий час у лівій порожнині циліндра повинен бути випуск пари. Як видно із схеми, випуск справді й відбувається, бо сувак стає в таке положення відносно правого вікна, що пара з циліндра може йти під сувак, а відтіля в середній канал суваковой ковзанки та в випускну трубу.

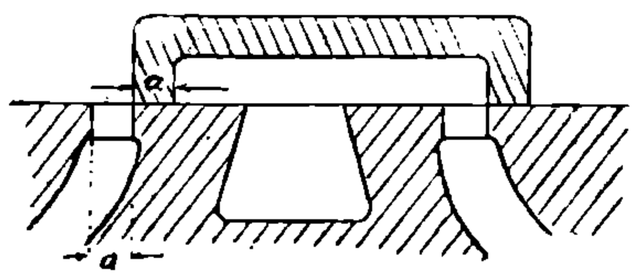
Коли головна корба стане в своє середнє положення OK_2 під кутом у 90° до початкового положення, то сувакова корба стане в положення OE_2, що буде правим мертвим положенням сувака. Сувак розміститься відносно ковзанки згідно з фіг. 74.

Він цілком відкриє канал, бо ширину останнього, яку ми позначимо через a, роблять рівною з радіюсом суваковой корби: $a = OE$.

Із дальшим сбертанням корби, коли головна корба прийде в положення OK_3,



Фіг. 73. Проміжне положення сувака.



Фіг. 74. Мертве положення сувака.

сувакова корба буде в положенні OE_3. Це означає, що коли толок ще продовжуватиме рухатися праворуч, то сувак, вийшовши з мертвої точки, рухатиметься вже ліворуч, себто в напрямі, зворотному до попереднього.

При цьому сувак закриватиме канал. Впуск пари триватиме через усе більше та більше зменшуваний перекрій канала.

Очевидно, коли головна корба прийде в положення OK_4 а толок у своє праве мертве положення, то сувакова корба, випереджаючи на кут 90°, стане в положення OE_4.

Сувак вернеться в своє вихідне мертве положення та закриє лівий канал для впуску, а правий — для випуску пари.

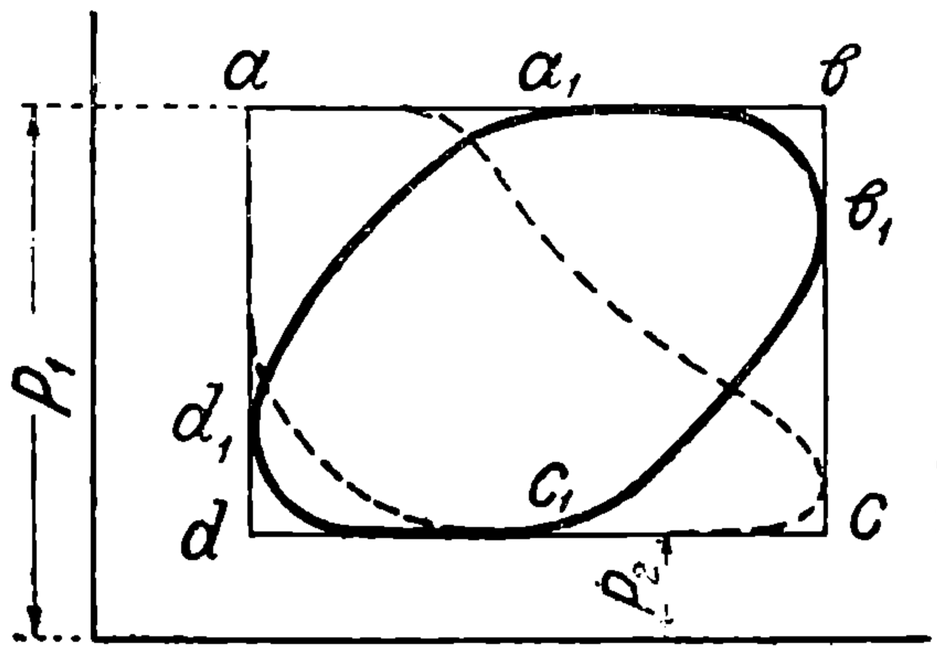
Впуск пари триває, таким чином, протягом цілого перебігу толока, при чому в першій половині ходу толока сувак, що рухається праворуч, поступово відкриває канал, а в 2-й половині перебігу толока сувак, що рухається ліворуч, поступово закриває канал.

Випускається пара також на протязі всього перебігу толока.

Індикаторна діяграма такої машини повинна являти собою прямокутник $abcd$, виображений на фіг. 75.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Проте, в дійсності, через те, що машина працює без попереджання впуску та випуску, без розширяння та стиску, що готують стан пари в циліндрі до випуску або до впуску, — діяграма набуде вигляду, показаного на фіг. 75 грубою лінією: ні спад тиску (лінія *bc*), ні підвищення його (лінія *da*) не можуть статися вмить, а матимуть характер, позначений кривими $b_1 c_1$ та $d_1 a_1$.



Фіг. 75. Індикаторна діяграма машини з простим коробчастим суваком.

Будуючи крапчакову діяграму того типу, що ми визнали за нормальний, можна впевнитися, що в цій діяграмі площа майже така сама, як і в діяграмі прямокутній, а витрата пари, що вимірюється мірою наповнення, значно менша.

Виходить, що ми приходимо до потреби змінити цей пароросподіл так, щоб дати з одного боку — меншу міру наповнення, а з другого боку — меншу тривалість випуску (для можливости стиску пари).

Крім того повинні бути моменти попереджання впуску та випуску.

§ 37. Сувак з перекривками та кутом випереджання

Тепер перейдемо до розгляду конструкції сувака, яка дає змогу працювати з відсіччю та із стиском пари.

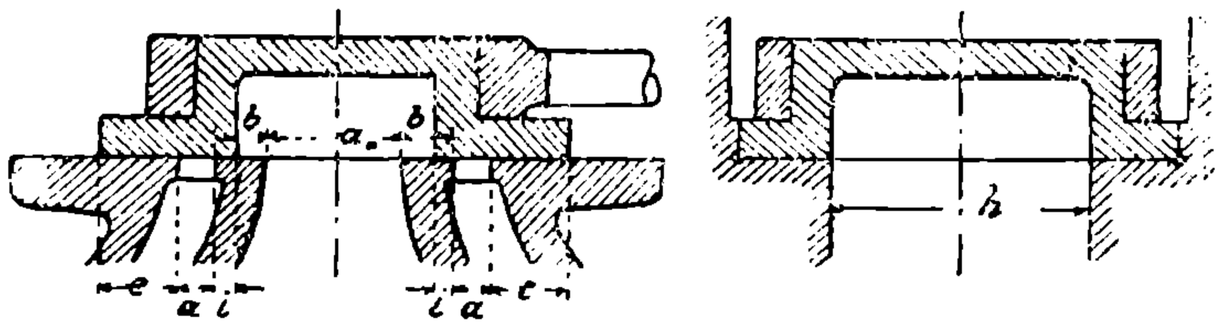
Таким суваком є сувак з перекривками та кутом випереджання корби (фіг. 76).

У середньому положенні симетрична вісь сувака зливається з симетричною віссю сувакової ковзанки. Сувак перекриває обидва канали, так із внутрішнього, як і з зовнішнього боку.

Позначимо ширину канала через *a*.

Простий коробчастий сувак мав товщину своїх стінок якраз рівну *a*. А стінки цього сувака мають лапи, що перекривають канал зокола на величину *e* та зсередини на величину *i*.

Перекривок *e* зветься зовнішнім перекривком, а перекривок *i* — внутрішнім перекривком сувака.



Фіг. 76. Сувак із перекривками.

Середньому положенню простого коробчастого сувака відповідало мертве положення толока. Тут, очевидно, при середньому положенні сувака толок не міг бути в мертвому положенні, бо при мертвому положенні толока повинен початися впуск пари в циліндер. При середньому положенні даного сувака це неможливе, бо сувак перекриває канал із зовнішнього боку на величину *e*.

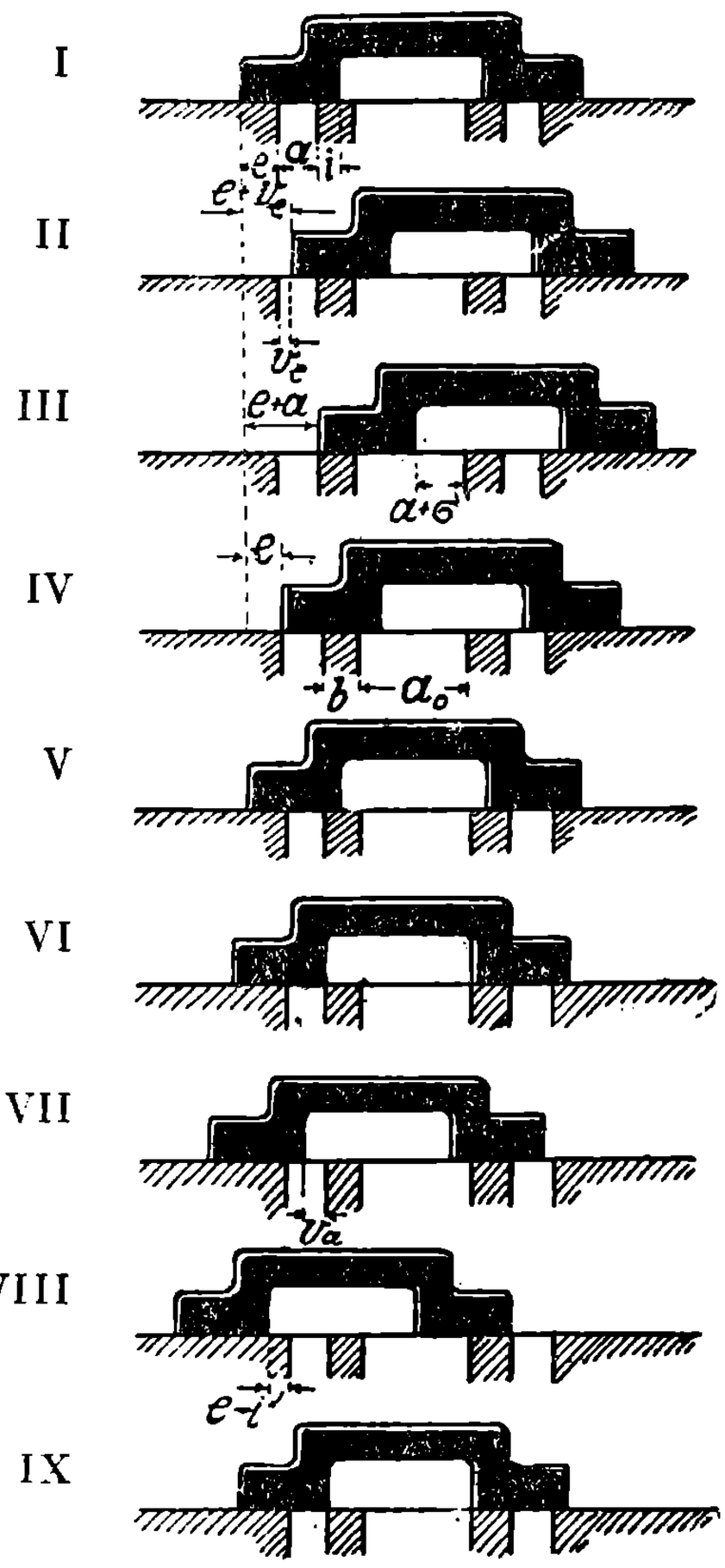
Впуск пари може відбутися тільки тоді, коли сувак зсунеться праворуч на величину зовнішнього перекривка *e*. Але під час мертвого положення толока, канал уже повинен бути трохи відкритий, для того щоб здійснити попереджання впускання (див. фіг. 77 — II). Цю величину v_e звуть лінійним попереджанням

НБ УДУНТ (ДІІТ)

впуску. Отже, під час мертвого положення толока сувак повинен бути зсунутий із свого середнього положення на величину:

$$\xi = e + v_e$$

Характеристика положення сувака відносно лівої порожнини циліндра	Напрям руху	
	Сувака	Толока
Середнє положення сувака.	Праворуч	Ліворуч
Сувак відкривав вікно на величину лінійного попереджання впуску. Толок у лівому мертвому положенні.	»	—
Сувак у правому мертвому положенні. Повне відкривання вікна.	—	Праворуч
Момент відсічі.	Ліворуч	»
Середнє положення сувака	»	»
Початок випуску.	»	»
Випускне вікно відкрите на величину лінійного попереджання випуску. Толок у правому мертвому положенні.	»	—
Ліве мертве положення сувака.	—	Ліворуч
Початок стиску.	Праворуч	»



Фіг. 77.

Удамося тепер до корбової діяграми (фіг. 78). Нарисуємо, як і раніше двоє кіл: більше коло для головної корби з радіюсом *OK* і менше коло для сувакової корби, з радіюсом *OE*.

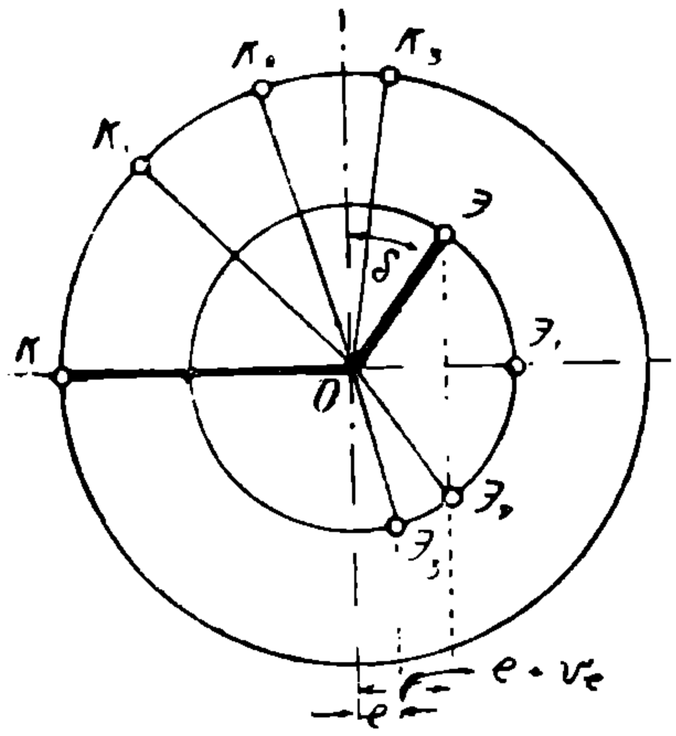
Коли маємо простий коробчастий сувак, то сувакова корба випереджає головну на кут 90°. А в даному випадку, під час мертвого положення толока,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

а, значить, і головної корби, сувак не може бути в середньому положенні, а повинен бути зсунутий на величину $e + v_e$. Тому при мертвому положенні головної корби, сувакова корба повинна бути в такому положенні OE, при якому проєкція OE на позему вісь дорівнюватиме

$$e + v_e$$

Напрям OE випереджає сторчовий діяметр на кут δ, який звуть к у т о м в и п е р е д ж а н н я. (Фактично сувакова корба випереджає головну корбу на кут $90° + \delta$, але кутом випередження звуть тільки кут δ).



Фіг. 78. Корбова діяграма.

У цьому й полягає одна з відмін простого коробчастого сувака від сувака з перекривками. У першому випадку сувак перебуває в середньому положенні під час мертвого положення головної корби, і кута випередження немає. А в даному випадку є кут випередження і під час мертвих положень корби сувак не буває в середньому положенні, а його зсунуто на величину $e + v_e$.

Дальша робота механізму відбувається так.

Коли сувакова корба займе положення OE_1, що відповідає мертвому положенню сувака, то на суваковій ковзанці сувак розміститься так, як показано на фіг. 77-III.

Головна корба повернеться на той же самий кут і займе положення OK_1 (див. корбову діяграму).

Очевидно, зсов сувака відносно середнього положення становить суму $e + a$, до того ж ця сума повинна дорівнювати радіюсові сувакової корби r.

Далі припустімо, що сувакова корба повернеться в положення OE_2, і проєкція OE_2 на позему вісь буде $e + v_e$. Тоді головна корба займе якесь положення OK_2, близьке до сторчового. У цей момент сувак перебуває в тому самому положенні, як і в момент мертвого положення толока. Але тоді напрямок руху сувака протилежний.

Нарешті, коли корба стане в якесь положення OE_3, і проєкція його на позему вісь дорівнюватиме e, то це визначає, що сувак перебуває від свого мертвого положення на величину зовнішнього перекривка, канал закриється й настане момент відсічі (фіг. 77 - IV).

Головна корба перебуватиме в якомусь положенні OK_2, що, в усякому разі, не є мертве положення. Через те, що є зовнішній перекривок, сувак закриває канал раніше, ніж головна корба прийде в своє мертве положення.

Що більший зовнішній перекривок, то раніше сувак закриє канал і то менша буде міра наповнення.

Якщо подібні міркування повторити відносно випуску пари, то й тут, як є внутрішній перекривок, випуск пари не триватиме протягом усього перебігу толока, а буде то коротший, що більший перекривок i.

У зв'язку з цим збільшується тривалість стиску пари.

Отже до якої міри величина зовнішнього перекривка впливає на міру наповнення, до такої самої міри внутрішній перекривок обумовлює ту або ту міру стиску. Що більший зовнішній перекривок, то менша міра наповнення; що більший внутрішній перекривок,то більша тривалість стиску.

Ми позначатимемо зсов сувака від середнього положення через ξ (завжди шлях сувака вимірюється від його середнього положення, відмінно від толока, шляхи якого відкладають від мертвого положення).

Ми встановили, що коли толок перебуває в мертвому положенні, то

$$\xi = e + v_e;$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

момент повного відкривання вікна, коли сувак рухається праворуч, визначається рівнянням

$$\xi = e + a \text{ або } \xi = r$$

де r — являє собою радіус сувакової корби.

Момент початку впуску характеризується рівнянням:

$$\xi = e$$

Момент відсічі пари або кінець упуску визначається тим самим рівнянням $\xi = e$, бо в момент відсічі сувак стоїть в тому самому положенні, як і в момент початку впуску.

Різниця тільки та, що на початку впуску сувак рухається праворуч, а в момент відсічі — ліворуч.

Момент початку випуску (випуск відбувається так, що пара каналом іде під сувак, а звідтіля виходить випускним вікном) станеться тоді, коли сувак, рухаючись ліворуч, пройде шлях i, себто коли внутрішній окрайок канала зіллється із внутрішнім окрайком сувака (див. фіг. 77-VI). Тому початок випуску характеризується рівнянням:

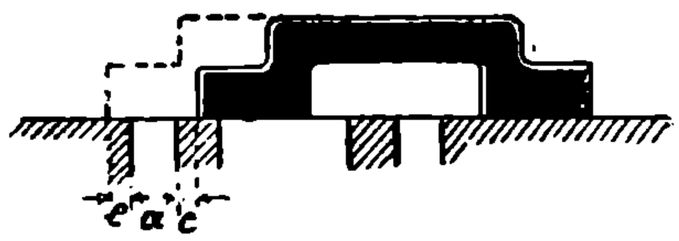
$$\xi = i$$

У такому самому положенні сувак перебуватиме й у момент припину випуску, тому момент кінця випуску або початку стиску також визначається рівнянням:

$$\xi = i$$

У деяких випадках повний зсов сувака від середнього до мертвого положення роблять трохи більший за $e + a$, а саме—примушують сувак перебігати через внутрішній окрайок вікон в суваковій ковзанці.

Тоді мертве положення сувака виобразиться відносно канала так, як показано на фіг. 79. При цій конструкції:



Фіг. 79. Сувак із забігом.

$$\xi_{max} = r = e - a \quad c$$

38. Рівняння руху сувака

Зв'язок між рухом сувака й рухом толока найвручніше знайти графічно. Але його можна вивести й аналітичним способом, виходячи з таких міркувань.

Припустімо, що головна корба перебуває в мертвому положенні OK (фіг. 80).

Тоді с у в а к о в а корба, випереджаючи її на $\angle \delta$, буде в положенні OE (для простоти $OK = OE$). Коли головна корба повернеться на довільний кут α і займе положення OK_1, то сувакова корба повернеться на той самий кут α й стане в положення OE_1. Тоді зсов сувака дорівнюватиме ξ. Із $\triangle OE_1A$ можна визначити ξ, якщо мати на увазі, що кут біля точки E_1 дорівнює $\delta + \alpha$:

$$\xi = r \sin (\alpha + \delta) \tag{43}$$

Це рівняння і являє собою аналітичний зв'язок між зсовом сувака із середнього положення та кутом повороту головної корби. Із цього останнього легко встановити й положення толока.

Для мертвого положення OK зсов сувака виміряється, як ми вже встановили відтинком $\xi = e + v_e$.

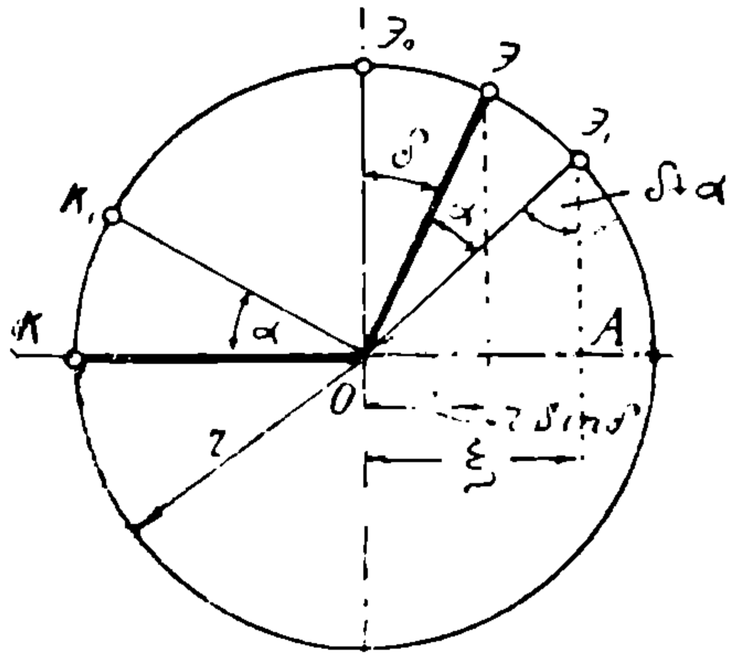
Але в той самий час ξ повинна дорівнювати $r \cdot \sin \delta$, бо під час мертвого положення толока $\alpha = 0$.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Виходить, що рівняння

$$e + v_c = r \cdot \sin \delta$$

відповідає мертвому положенню толока.



Фіг. 80. Корбова діяграма.

У такий самий спосіб рівняння

$$r \cdot \sin (\delta + \alpha) = e$$

вживається для моментів початку впуску та відсічі; рівняння

$$r \cdot \sin (\delta + \alpha) = i$$

стосується моментів випереджання випуску та початку стиску.

Рівняння

$$r = e + a + c$$

вказує на мертве положення сувака.

Тоді корба перебуває під кутом

$$\alpha + 90° + \delta; \quad \sin (\alpha + \delta) = 1.$$

Загальне рівняння.

$$\xi = r \cdot \sin (\alpha + \delta)$$

легко розв'язувати за допомогою графічних засобів.

Одним із способів для цього є Цайнерова діяграма.

§ 39. Цайнерова діяграма

Цайнер установив, що рівняння руху сувака являє собою рівняння хорди кола в полярних координатах.

Якщо діяметр OB кола на фіг. 81 позначимо через r і припустимо, що він утворює з сторчовою віссю кут δ, то перша-ліпша хорда цього кола, наприклад, хорда OA, похила до повему під кутом α, якраз підлягає рівнянню:

$$\xi = r \cdot \sin (\alpha + \delta)$$

Це легко встановити з розгляду три-ка OAB:

$$\overline{OA} = \overline{OB} \cdot \sin \angle ABO$$
$$\angle ABO = 180° - (90° + \angle AOB)$$
$$\angle ABO = 180° - [90° + 90° - (\alpha + \delta)] = \alpha + \delta$$

себто $\overline{OA} = \overline{OB} \sin (\alpha + \delta)$;

або $\overline{OA} = r \sin (\alpha + \delta) = \xi$

Отже, якщо кут випереджання δ відкладемо від сторчової осі в бік, зворотний обертанню і потім поведемо коло на діяметрі, що дорівнює радіюсові сувакової корби r, то ми матимемо вихідну побудову для визначення зсову сувака.

Перша-ліпша хорда цього кола, нахилена під кутом α до позему, дорівнює зсовові сувака, коли кут повороту головної корби від її мертвого положення є α.

Велике коло, з радіюсом OK, являє собою коло обертання головної корби[1].

Коли головна корба повернеться на кут α і займе положення OK_1, то зсов сувака вимірятиметься хордою OA.

---

[1] Радіюс цього кола можна вибрати цілком довільно, бо колопотрібне для фіксування лише напрямку корби. Для зручности побудови звичайно приймають радіюс кола корби за рівний із діяметром цайнерівського кола.

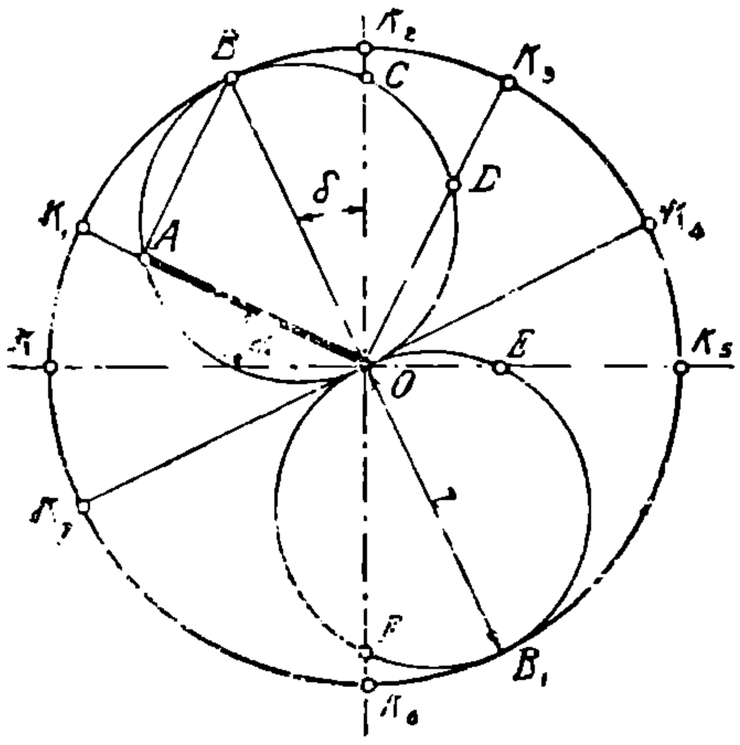
НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли головна корба стане в положення OB, то й зсов сувака вимірятиметься всією довжиною OB.

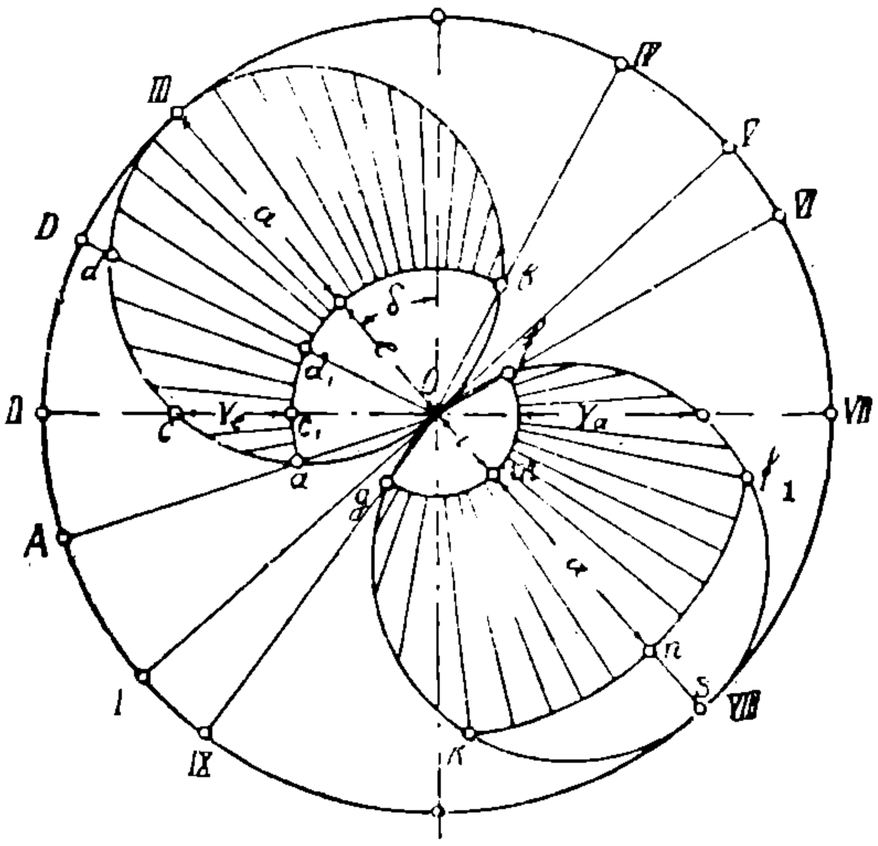
Цей зсов сувака максимальний: сувак перебуває в мертвому псложенні.

У положенні OK_2 та OK_3 головної корби, сувак буде всунутий відповідно на величину відтинків OC та OD.

Якщо візьмемо положення корби OK , дотичне до цайнерівського кола, то зсов сувака дорівнює нулеві: інакше кажучи, сувак перебуває в середньому



Фіг. 81. Цайперова діяграма.



Фіг. 82. Цайнерова діяграма.

положенні. Якщо лінія OB була лінією мертвого положення сувака, то лінія $OK_4 \perp OB$, відповідає середньому положенню сувака.

Коли корба буде обертатися далі за годинниковою стрілкою, то, щоб установити зсов сувака, потрібно на продовженні OB, себто на лінії OB_1, як на діяметрі, нарисувати друге цайнерівське коло. Тоді в положенні OK_5 головної корби зсов сувака буде OE; у положенні OB_1 головної корби сувак досягає мертвого положення, та, нарешті, в положенні OK_7 головної корби, сувак знову вернеться в середнє положення.

Раніше ми визначили, що в момент мертвого положення толока зсов сувака

$$\xi = e + v_e$$

До моменту початку впускання (попереджання впуску) і в момент відсічі $\xi = e$.

Із початку координат O поводимо дугу радіусом e (фіг. 82). Ця дуга перетне цайнерівське коло в точках a та b.

Поведемо з початку координат промені через ці точки.

Відтинок Oa являє собою зсов сувака з середнього положення за положення корби OA, до того ж відтинок $Oa = \xi = e$.

Тому OA можна вважати за положення корби в момент попердження впуску.

Так само відтинок Ob являє собою зсов сувака в момент відсічі, бо

$$Ob = \xi = e$$

Тому що головна корба рухається за годинниковою стрілкою, легко зміркувати, що OA буде положення корби під час попереджання впуску, а OB — у момент відсічі, а не навпаки.

Відзначимо мертве положення корби OII; тоді зсов сувака, що вимірястся хордою кола, дорівнюватиме Oc.

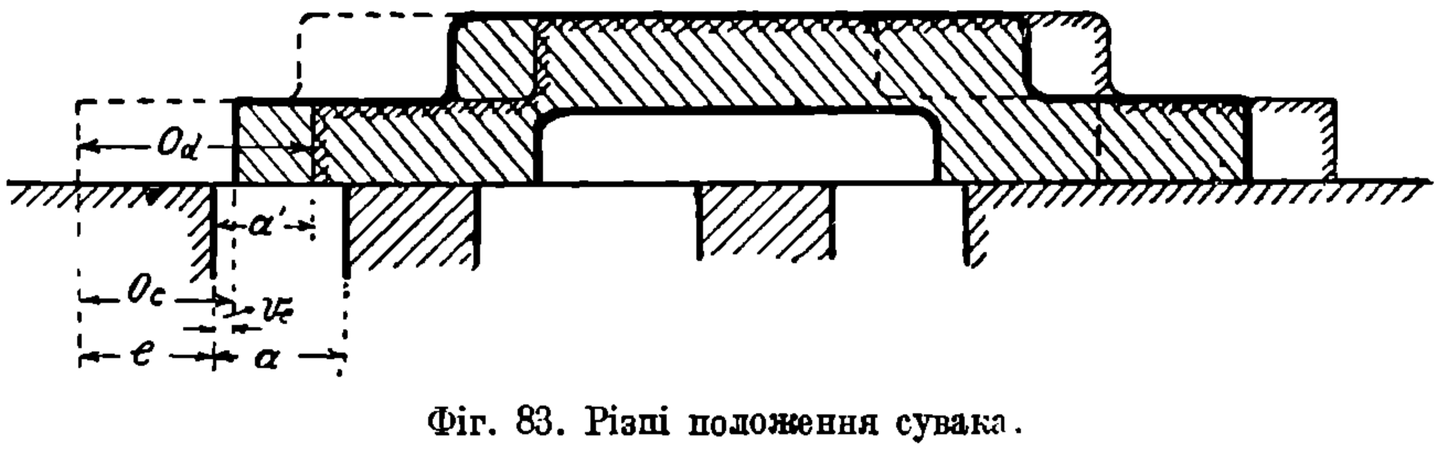
НБ УДУНТ (ДІТ)

Через те, що при мертвому положенні толока

$$\xi = e + v_e,$$

то лінійне попереджання впуску v_e на цайнерівській діяграмі вимірюється відтинком cc_1. Положення сувака на ковзанці під час мертвого положення толока зазначене на фіг. 83 грубими лініями. Крапчаком позначене середнє положення сувака.

Коли корба стоятиме в положенні OD, то зсов сувака від середнього положення вимірюється відтинком Od; відкладаючи цей відтинок на фіг. 83, ми знайдемо нове положення сувака (відзначене тонкими лініями), і тоді канал



Фіг. 83. Різні положення сувака.

буде відкритий на величину, що позначимо через $a' = Od - e$. На цайнеровій діяграмі відкриття визначиться відтинком $dd_1 = Od - e$, що міститься між дугою зовнішнього перекривка та цайнеровським колом. Коли головна корба займе положення $OIII$, відкриття буде найбільше і дорівнюватиме різниці між діяметром цайнер вського кола та зовнішнім перекривком. Коли корба займе положення OIV, відкриття дорівнюватиме нулеві.

Таким чином частина цайнер вського кола, зарискована в напрямі радіюсів, являє собою нібито криву відкриття вікна. Вікно відкривається в точці a, при мертвому положенні толока відкриття досягає величини лінійного попереджання впуску, потім відкриття продовжує збільшуватися, вікно буде відкрите цілком під час мертвого положення сувака. Потім сувак починає рухатися в зворотному напрямі, поступовно закриваючи канал.

Аналогічне явище буде й під час вчуску. Випуск пари починається, коли сувак зсунеться із середнього положення ліворуч і займе положення VI на фіг. 77, себто пройде шлях i ліворуч. У момент початку випуску, рівняння зсову сувака:

$$\xi = i$$

З іншого боку, коли сувак цілком відкрив канал і дійшовши до мертвого положення, піде навад, то в н буде поступовно закривати канал. Коли сувак пройде шлях i і стане в положення IX, однакове з VI, то почнеться стиск пари. Отже, початок стиску характеризується також рівнянням:

$$\xi = i$$

Тут є цілковита аналогія із впуском, тому ми можемо на діяграмі (фіг. 82) повести дугу радіюсом i в нижньому цайнерівському колі. У такому випадку положення корб, що проходять через точки f та g належать: OVI — до моменту початку випуску або попереджання випуску (у цьому положенні зсов сувака $O_f = i$); OIX — до моменту початку стиску, бо й тут зсов $Og = i$.*

Щодо величини відкриття вікна, то воно не вимірятиметься радіяльним відтинком м ж дугою внутр шнього перекривка та цайнер вським колом, бо ширина канала a визначена вже по верхньому колу. Очевидно, що й для

* Положення корби на фіг. 82 відповідає нумерації положень сувака на фіг. 77.

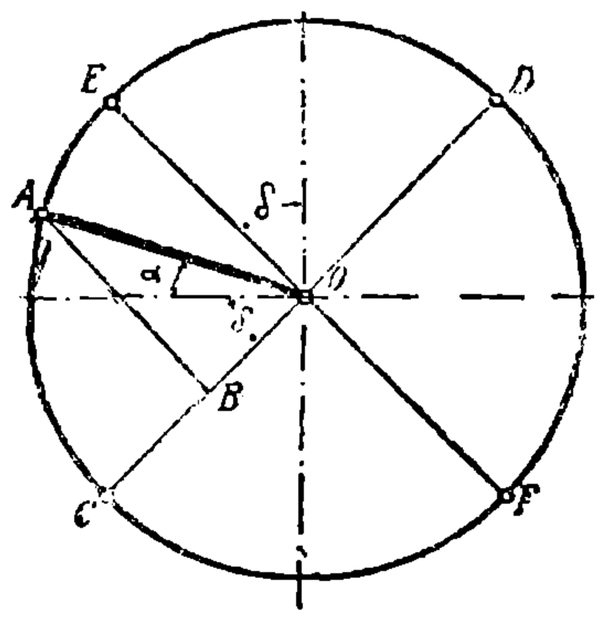
НБ УДУНТ (ДІТ)

випуску канал може бути відкритим не більше, як на величину a. Тому, щоб визначити ширину відкриття, слід від точки m відкласти величину a до точки n і з центра O провести дугу через точку n радіюсом $i + a$; тоді радіяльно рискована площа являтиме характер відкривання вікна з боку випуску. Вікно починає відкриватися для випуску в точці f. Під час положення головної корби $OVII$ канал буде відкритий на величину, яку ми можемо позначити через v_a і назвати лінійним попереджанням випуску. Вікно відкриється цілком у точці f_1 і далі буде залишатися відкрите, поки корба прийде в положення Ok; а сувак перебігатиме вікно, і в мертвому положенні перебіг сувака виобразиться відтинком.

$$ns = e - i \text{ (див. фіг. 77 - } VIII)$$

Поведімо лінію $I = V$, нормальну до цайнерівського діяметра. Тепер повторимо увесь хід роботи пароросподілу. Впуск починається в положенні OA, коли корба не дійшла ще до мертвого положення, сувак всунуто на величину e. Корба, обертаючись за годинниковою стрілкою приходить у мертве положення,— сувак же зсунутий праворуч із середнього положення на величину Oc, відкривання канала — v_e дорівнює лінійному випереджанню впуску; із дальшим обертанням, канал відкривається все більше — відкривання пропорційне довжині радіяльних відтинків. Коли головна корба положення приходить у $OIII$, сувак приходить у мертве положення, і канал відкритий цілком на величину a. Сувак змінює напрям свого руху, і канал починає закриватися. Під час положення OIV канал закритий цілком, а сувак буде всунутий на величину зовнішнього перекривка e. Коли корба приходить у положення OV, — сувак стає в середнє положення. Під час положення головної корби OVI сувак зсунутий ліворуч на величину внутрішнього перекривка i, і далі канал може сполучатися з випускним простором. Під час положення головної корби $OVII$, канал відкритий із внутрішнього боку на величину v_a. У точці f_1 канал відкривається цілком і залишається відкритий на всю ширину a до точки k. В д точки k канал починає закриватися, і під час положення головної корби OIX починається стиск пари.

Кутом між променями OA та OIV виміряється тривалість впуску, кутом між OVI та OIX — тривалість випуску, кутом між OIX та OA — тривалість стиску, кутом між OIV та OVI — тривалість ровширяння.



Фіг. 84. Основи будування Мюллерової діяграми.

§ 40. Мюллерова діяграма

Дослідити рух сувака можна також за допомогою Мюллерової діяграми. Її побудовано за принципами, схожими з основинами Цайнерової діяграм .

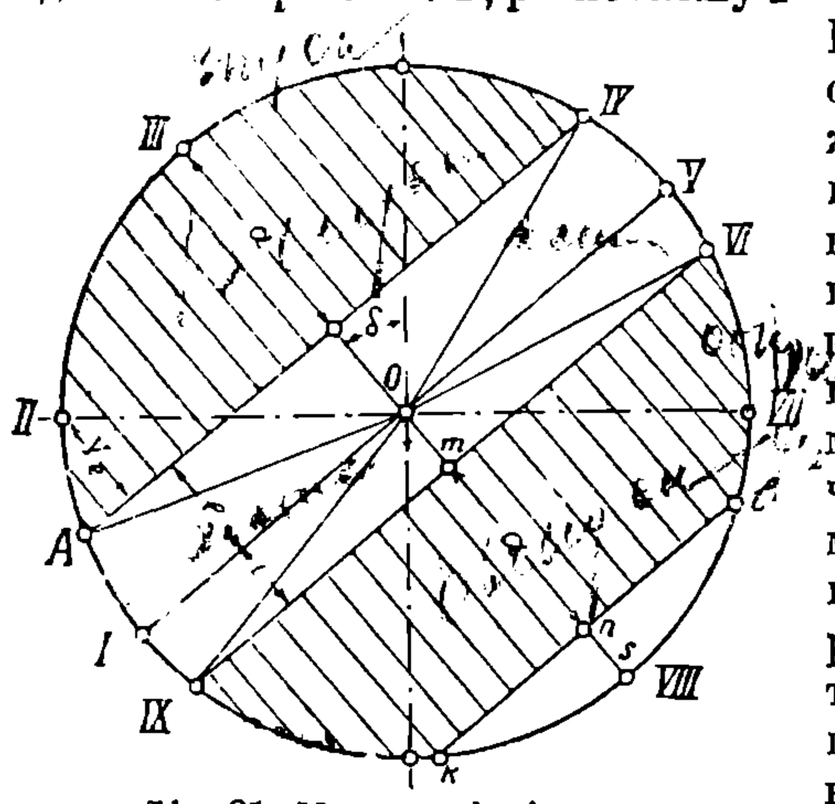
У Мюллеровій діяграмі за основне коло взяте коло з радіюсом OA (фіг. 84), що являє собою одночасно й коло обертання суваковой корби, звичайно, в різних мірилах. Так само, як і в Цайнеровій діяграмі, поводимо похилий діяметр EF, під кутом δ до вертикалі й нормальний до нього діяметр CD. Тоді можна показати, що при довільному положенні головної корби OA зсов сувака із середнього положення дорівнює нормалі AB з точки A на діяметр CD. Дійсно: припустімо, що OA міститься під кутом α до позему; тоді кут $AOB = \alpha + \delta$, таким чином $AB = AO \cdot \sin(\alpha + \delta)$; через те що AO являє собою r — радіюс суваковой корби, то:

$$AB = r \cdot \sin(\alpha + \delta) = z,$$

що збігається з рівнянням руху сувака.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Поводимо лінію AIV, рівнобіжну $I—V$ (фіг. 85) на віддалі e від неї; вона замінятиме дугу радіюса e на Цайнеровій діяграмі; з протилежного боку поведемо лінію $IX—VI$, рівнобіжну $I—V$ на відстані внутрішнього перекривка i.



Фіг. 85. Мюллерові діяграми.

Положення головної корби OI відповідає середньому положенню сувака. Положення OA відповідає моментові початку впуску, бо зсов сувака, що дорівнює нормалі з точки A на діяметр $I—V$ в цьому положенні дорівнює e — зовнішньому перекривкові. Під час мертвого положення толока зсов виміряється нормально з точки II на діяметр $I—V$; частина цієї нормалі, яку відтинає пряма AIV, являє собою відкриття вікна, що в даному випадку зветься лінійним попереджанням впуску v_e. Із дальшим обертанням корби відкривання вікна поступовно збільшується і виміряється відтинками прямих ліній, рівнобіжних діяметрові $III—VIII$. Під час положення головної корби $OIII$ відкриття канала досягає максимуму a. Після цього канал починає закриватися, і в точці IV настає момент відсічі.

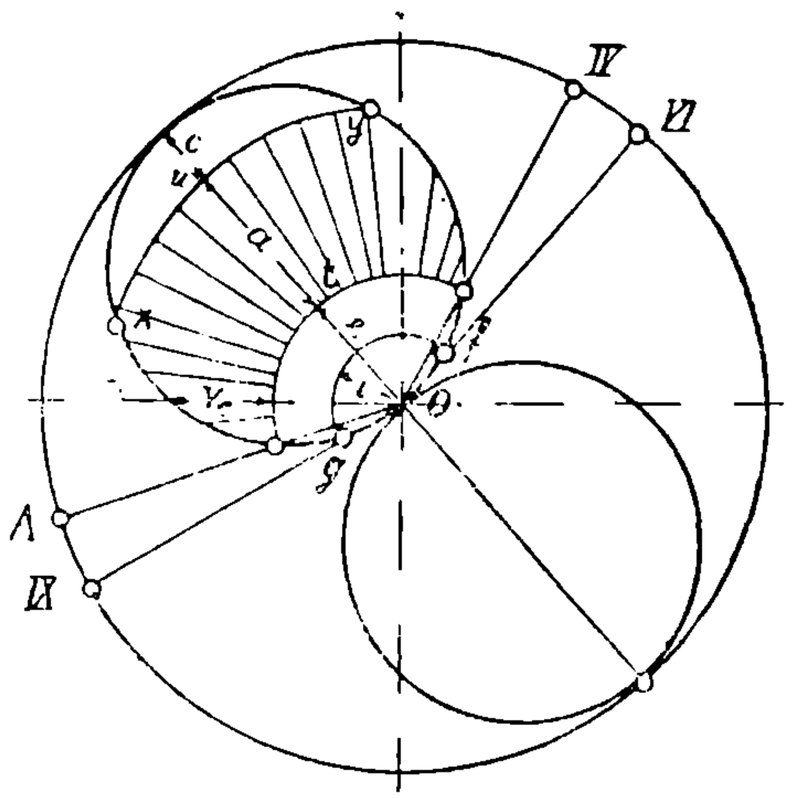
У такий самий спосіб можна встановити, що положення головної корби OVI відповідає початкові випуску, бо зсов сувака виміряється відтинком i. Якщо від точки m відкладемо відтинок $mn = a$ і через точку n поведемо лінію рівнобіжну діяметрові $I—V$, то, починаючи від точки VI, матимемо криву відкривання вікна для випуску; точці l і на протязі lk вікно відкрите цілком; від точки k починається закривання, і в точці IX канал закривається з боку випуску. OIX являє положення корби на початку стиску.

Обидві діяграми, Цайнерова та Мюллерова, цілком рівноцінні щодо точности та зручности побудови.

§ 41 Забіг сувака. Від'ємний перекривок. Ексцентрик

У деяких конструкціях суваків переміщення сувака від середнього положення до мертвого, що дорівнює радіюсові сувакової корби роблять рівним не $e + a$, а $e + a + c$, де c є забіг сувака.

Під час мертвого положення сувака його зовнішній окрайок не зливається з внутрішнім окрайком канала, а перебігає його на величину c (фіг. 79). Останню звичайно роблять рівною з $0{,}1\ a$.



Фіг. 86. Сувак із забігом і від'ємним внутрішнім перекривком.

На Цайнеровій діяграмі побудова зміниться так (фіг. 86): від точки t відкладемо відтинок $tu = 0{,}9a$ * до точки u; через точку u поводимо дугу радіюсом Ou; вона буде концентрична з дугою радіюса e.

Максимальне відкривання вікна (ширина канала) виміряється тепер відтинком tu, і саме цю величину ми позначатимемо через a.

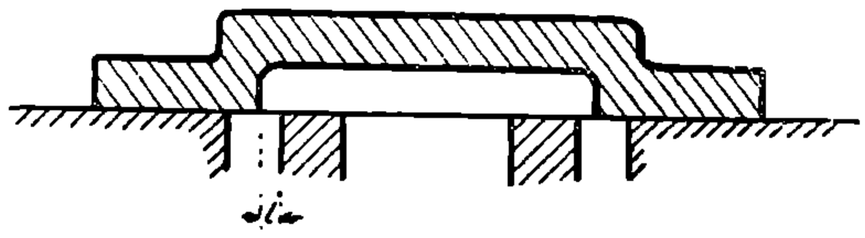
---

* Під a розуміємо позначення попередніх фігур; $a = r — e$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таким чином відкривання канала досягає максимуму не при мертвому положенні сувака, а в деякій точці x, і повне відкривання триває на протязі дуги xy. Ця система має ту перевагу, що канал залишається цілком відкритий довше ніж у суваку без забігу.

Далі слід відзначити, що внутрішній перекривок іноді роблять від'ємним (фіг. 87). Тут i відкладено в зворотному від окрайка канала напрямку, так що під час середнього положення сувака обидва канали сполучаються з випускним отвором; попереджання випуску в одній порожнині починається ще тоді, коли в другій порожнині триває випуск пари. Від'ємний перекривок звичайно роблять тоді, коли попереджання випуску велике, а міра стиску мала. Щодо Цайнерової діяграми, то на ній від'ємний внутрішній перекривок доводиться відкладати в тому самому к о л і, що й зовнішній (фіг. 86). Початок випуску відповідає положенню OVI, а початок стиску — положенню OIX.

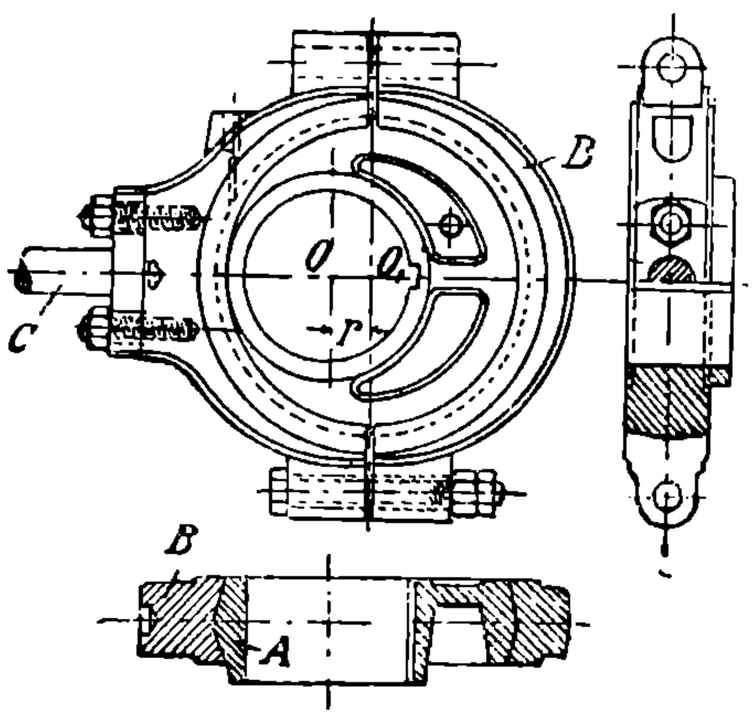


Фіг. 87. Сувак із від'ємним внутрішнім перекривком.

Тривалість випуску, яка вимірюється кутом $VIOIX$, при від'ємному внутрішньому перекривкові більша, ніж при додатному.

До сього часу ми говорили про суваковy корбу, що надає руху сувакові; проте, ніщо не зміниться, якщо замість корби встановити ексцентрика.

Ексцентрик складається з кружала A, надягненого ексцентрично на вал, як показано на фіг. 88. Відстань r зветься ексцентриситетом ексцентрика й заміняє собою радіюс суваковоï корби.



Фіг. 88. Ексцентрик.

Ексцентрикове кружало охоплює вірвант B, що складається з двох половинок; із цим вірвантом з'єднаний ексцентриковий тягель C, злучений із суваковим тягелем. Під час обертання вала, O_1 описує коло біля точки O; край ексцентрикового тягеля, а з ним і сувак робить зворотні хитні рухи з розмахом $OO_1 = r$ в обидва боки від середнього положення.

§ 42. Побудова індикаторноï діяграми із суваковоï

Розв'яжемо завдання про те, як пов'язати між собою індикаторну діяграму й суваковy.

Для побудови суваковоï діяграми потрібні такі елементи: ексцентриситет ексцентрика r, — що на Цайнеровій діяграмі дорівнює діяметрові Цайнерівського кола, кут випереджання δ, зовнішній перекривок e, внутрішній перекривок i.

Якщо ми маємо справу з машиною, в якій усі елементи можна виміряти, то ми можемо побудувати суваковy діяграму вищеописаним способом (фіг. 89).

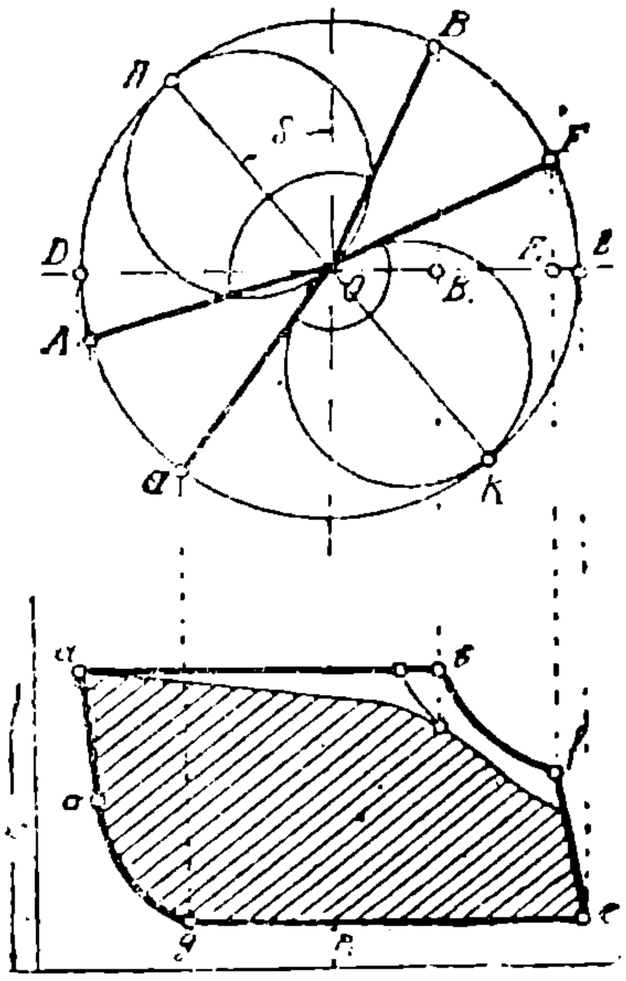
Описуємо коло радіюсом OD. Поводимо діяметр HK під кутом δ. На радіюсах OH та OK, як на діяметрах, описуємо цайнерівські кола. У верхньому цайнерівському колі поводимо дугу з радіюсом e, у нижньому — дугу з радіюсом i; перетин цих дуг з колами дає основні моменти пароровподілу: OA — положення корби на початку впуску, OB — у момент відсічі, OF — для попереджання випуску, OG — на початку стиску.

НБ УДУНТ (ДІТ)

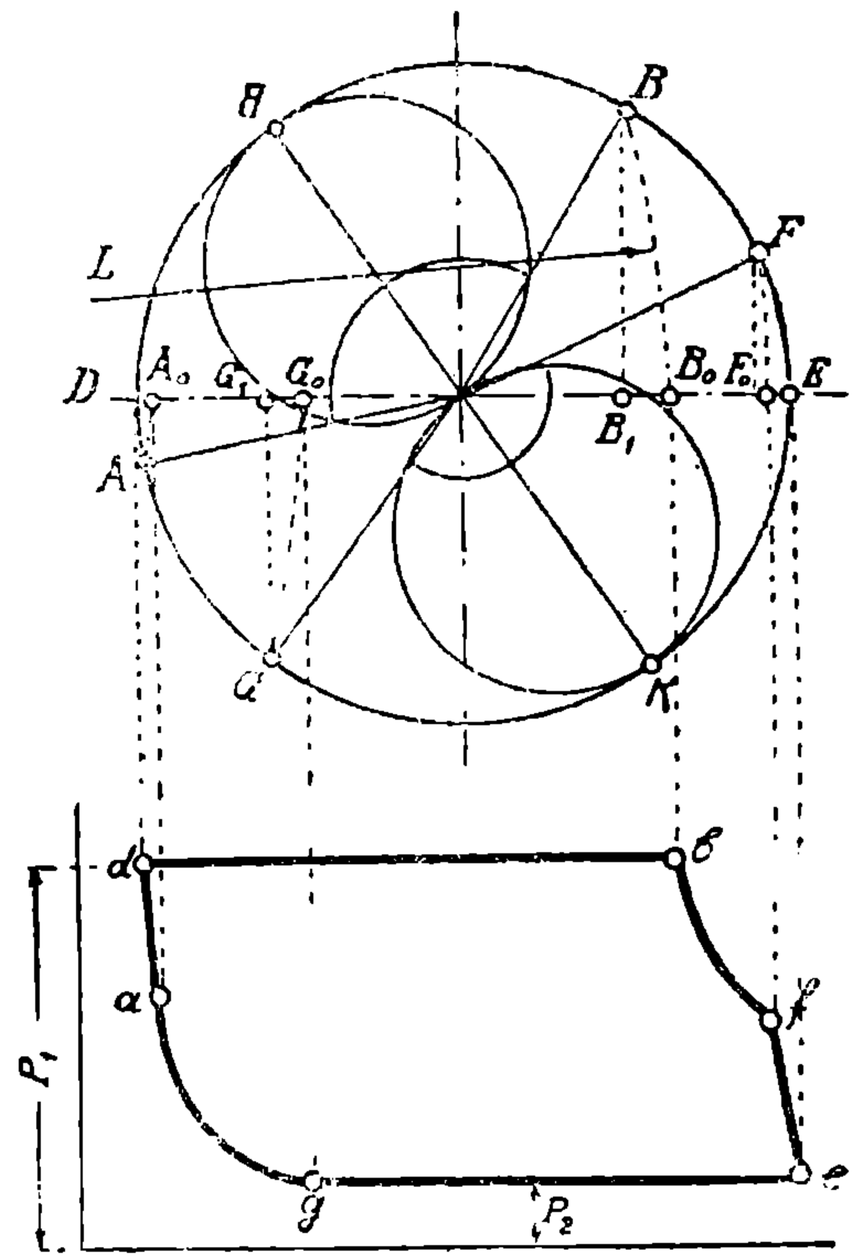
Довжину індикаторної діяграми, що вимірявться перебігом толока, слід взяти за рівну діяметрові кола обертання головної корби.

Поведімо вісь абсцис індикаторної діяграми. Тиск пари під час впуску та випуску повинен бути відомий. На вишині p_1 поводімо лінію впуску (позема пряма). Щоб визначити момент відсічі, удаємося до суваковоі діяграми: положення корби в момент відсічі визначається точкою B і зсов толока з мертвого положення вимірявться відтинком DB_1 (якщо знехтувати конечністю гонка); тому точку B_1 проєктуємо на індикаторну діяграму й знаходимо точку b — момент відсічі.

Від точки b починається розширяння, що триває до моменту попереджання випуску, коли корба перебуває в положенні OF, а толок у точці F_1. Цю точку



Фіг. 89. Побудова індикаторної діяграми із суваковоі, коли гонок безконечно-великий завдовжки.



Фіг. 90. Побудова індикаторної діяграми із суваковоі, коли гонок має конечну довжину.

проєктуємо на індикаторну діяграму й знаходимо точку f, що відповідає попереджанню випуску. Тиск випуску p_2 заданий, і тому точку f ми злучаємо з точкою e.

Далі слід спроєктувати на індикаторну діяграму початок стиску — точку G в точку g; від неї ведемо криву стиску; на останній можна відзначити момент попереджання впуску в точці a.

Слід відзначити, що на дійсній діяграмі, через гальмування пари, лінії впуску та розширяння підуть нижче і теоретична міра наповнення (див. § 9) буде менша. Дійсну діяграму на фіг. 89 зарисковано.

Під час побудови ми допустилися деякої неточности, вважаючи гонок за безконечно довгий.

Ми припускали, що під час положення головної корби в точці B, наприклад, перебіг толока буде вимірятися відтинком DB_1 до того ж точка B_1 виходить, як проєкція точки B. Справді ж, через те що гонок має конечну довжину, то щоб мати переміщення толока, слід через точку B повести дугу радіюсом, рівним із довжиною гонка (фіг. 90), з центром на продовженні поземого дія-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

метра: зсов толока в такому випадку дорівнюватиме відтинкові DB_0. Якщо довжина L невідома (наприклад, коли машину проєктуємо), то L вибирають її рівною із $5R$, де R радіюс головної корби. Точку B_0 ми повинні спроєктувати на індикаторну діяграму, і тоді точка b (момент відсічі) лежатиме трохи далі ніж у попередній побудові. Так само слід зробити відносно інших моментів пароросподілу. Наприклад, моментові попереджання випуску відповідатиме зсов толока DF_0, до того ж точку F_0 знаходять, провівши дугу з радіюсом L, через точку F; центр цієї дуги міститься на продовженні поземого діяметра.

§ 43. Побудова сувакової діяграми з індикаторної і визначення розмірів сувака

Тепер при заданій індикаторній діяграмі побудуємо сувакову діяграму. Це завдання доводиться розв'язувати під час проєктування машини, бо спочатку накреслюється бажаний процес машини, а потім проєктується пароросподіл.

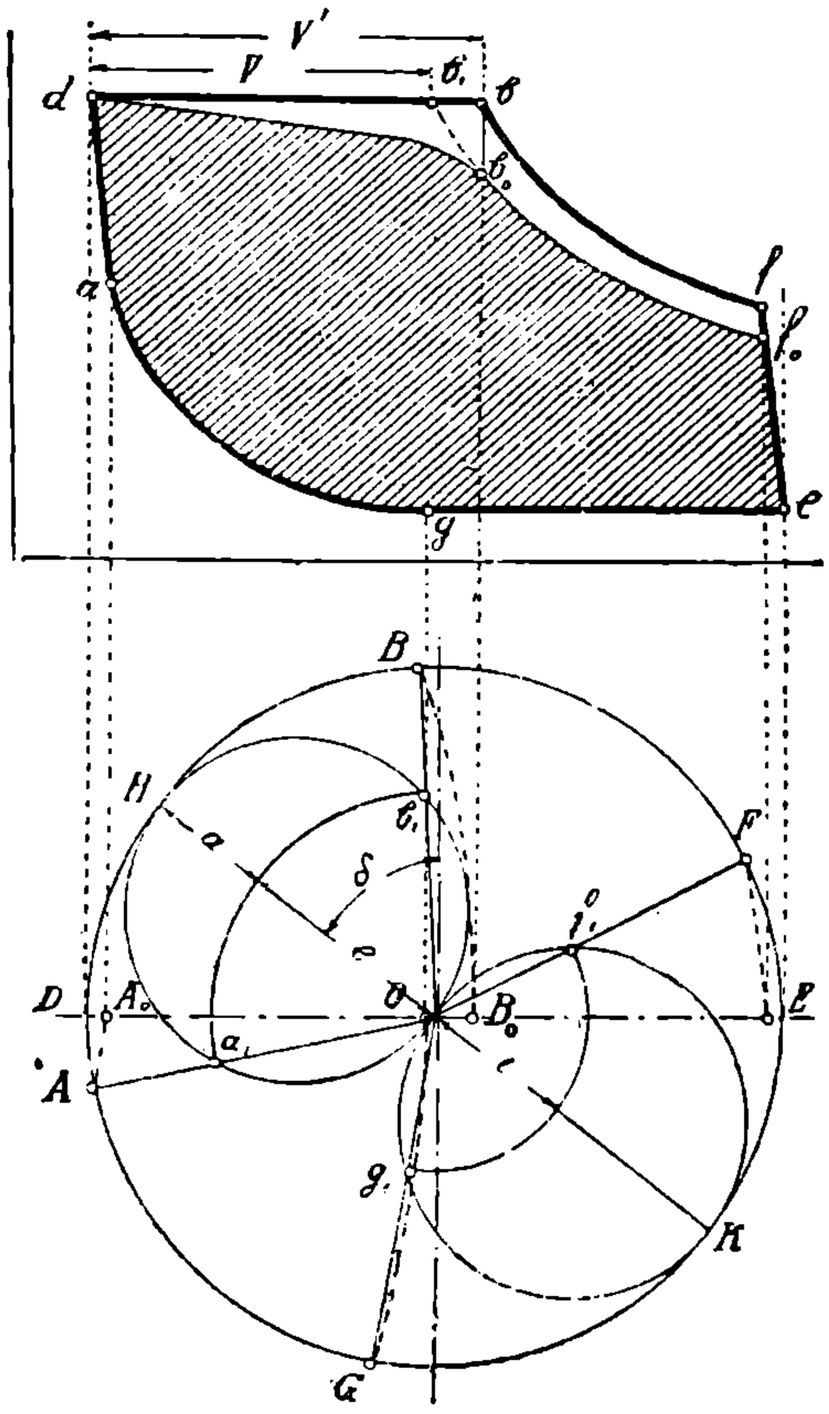
Теоретична індикаторна діяграма, побудована за правилами §§ 16—17, має вигляд db_1f_0ega з наповненням, що виміряється відтинком V (фіг. 91).

Для того, щоб у дійсній діяграмі лінія розширення зливалася з b_1f_0 потрібно обраховуючи втрати від гальмування пари (див. § 9), зробити наповнення більшим і довести його до V' так, щоб теоретична індикаторна діяграма мала вигляд $abfega$. Якщо пароросподіл буде спроєктований за цією останньою діяграмою, то дійсний процес машини якраз збіжиться з db_0f_0ega, з якого вирахувана потужність машини або розміри циліндра.

З'ясувавши потрібну величину наповнення і відзначивши положення точок: f — попереджання випуску, g — початку стиску, a — попереджання впуску, — можна починати будувати Цайнерову діяграму.

Описуємо коло діяметра DE і зносимо на нього момент початку впуску — точку a та момент відсічі — точку b.

Перед тим відзначаємо положення толока в точках A_0 та B_0, потім знаходимо відповідні положення корби за допомогою дуг радіюса, що дорівнює довжині гонка $L = 5R$ з центрами на продовженні поземого діяметра. Повівши ці дуги через точки B_0 та A_0, матимемо точки A та B. Звернімо увагу, що діяметр цайнерівського кола поділяє кут BOA якраз пополам, значить, повівши бісектрису кута BOA, знайдемо кут випереджання δ — одну із шуканих величин.



Фіг. 91. Побудова сувакової діяграми із індикаторної.

Поводимо цайнерівські кола верхнє та нижнє. Ці кола перетнуть промені OA та OB в точках a_1 та b_1, які повинні лежати на одній дузі радіюса e: таким чином визначається зовнішній перекривок e. Мірило діяграми покищо нам невідоме.

У такий самий спосіб ми зносимо точку g спочатку на поземий діяметр, а потім на коло корби в точку G; відзначаємо положення корби OG. Внутрішній

НБ УДУНТ (ДІТ)

перекривок дорівнює Og_1. Повівши дугу внутрішнього перекривка, знаходимо напрям променя OF, що визначає попереджання випуску; він може не збігатися з тим положенням, яке відповідало б індикаторній діяграмі. Річ у тому, що для побудови індикаторної діяграми потрібні три точки і, в даному випадку, попереджання випуску виходить автоматично. Можна було б у такий самий спосіб, задавшись попереджанням випуску, знайти початок стиску. У суваковому розподілі всі моменти його зв'язано, і досить мати три з них, щоб знайти четвертий.

Найзручніше визначати за допомогою сувакової діяграми саме момент попереджання випуску, бо його можна варіювати в досить широких межах.

Нам залишається з'ясувати мірило, в якому нарисована сувакова діяграма.

Для цього визначаємо аналітичним способом перекрій парового канала.

Канал, що веде в циліндер, завширшки a і завдовжки h (див. фіг. 76).

Площа перекрою паровпускного канала

$$f = ah$$

Якщо пересічну швидкість пари під час проходження каналом ми позначимо через w м/сек., площу толока — F см², пересічну швидкість толока — c_m м/сек., і перекрій парового каналу f позначимо в кв. см, то між цими чотирма величинами можна легко встановити таку залежність.

$$fw = Fc_m$$

(Кожна частина цього рівняння являє собою один і той самий об'єм пари, що проходить у першому випадку перекроєм канала, а в другому — перекроєм циліндра за одиницю часу).

Звідціля

$$f = \frac{Fc_m}{w} \qquad (44)$$

Коли проєктують сувака, то звичайно розміри циліндра відомі, так що й F та c_m можна вважати за задані; щодо швидкости пари w, то її доводиться вибирати можливо більшою для того, щоб мати невеликі розміри канала. При цьому звичайно, швидкість w повинна бути така, щоб не було дроселювання пари.

Звичайно, коли проєктують суваки, то беруть:

$w = 25 \div 40$ м/сек. для насиченої пари.
$w = 30 \div 50$ м/сек. для перегрітої пари.

Підставляючи вартість w в формулу (44), ми знаходимо потрібний перекрій парового канала f.

Вишину канала h беруть із суто конструктивних міркувань. Бажано мати довжину канала трохи меншу за діяметр циліндра.

Звичайно беруть

$$h = 0{,}8\,D \quad (D \text{ — діяметр циліндра}).$$

Задавшись вишиною канала h, легко визначити його ширину a.

$$a = \frac{f}{h}$$

Отже аналітичним способом, цілком незалежно від сувакової або індикаторної діяграми, ми визначаємо потрібну ширину канала a. Але ту саму ширину a ми знайдемо й на цайнерівській діяграмі (див. фіг. 91).

Мірило діяграми визначається порівнянням обох величин.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Припустімо:

з розрахунку $a = 30$ мм,
на діяграмі $a = 60$ мм.

Це позначає, що діяграму нарисовано в мірилі 2 : 1.

Цим самим мірилом вимірюють зовнішній перекривок e, внутрішній перекривок i та ексцентриситет ексцентрика r

Приклад.

Наведена на фіг. 91 побудова стосується машини з потужністю в $N_i = 120$ м. к. коли $n = 110$, $D = 400$ мм, $H = 700$ мм.

Пересічна швидкість толока

$$c_m = \frac{Hn}{30} = \frac{0{,}7 \cdot 110}{30} = 2{,}56 \text{ м/сек.}$$

Корисна площа толока

$$F = 0{,}97 \frac{\pi D^2}{4} = 0{,}97 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 = 1220 \text{ см}^2$$

Беручи

$$w = 30 \text{ м/сек.},$$

знайдемо за формулою (44):

$$f = \frac{1220 \cdot 2{,}56}{30} \cong 103 \text{ см}^2$$

Якщо

$$h = 0{,}8\ D = 32 \text{ см},$$

то

$$a = \frac{103}{32} = 3{,}2 \text{ см}$$

На суваковій діяграмі

$$a = 9{,}5 \text{ мм},$$

себто діяграму нарисовано в мірилі 1 : 3,37.

Решта основних даних із діяграми:

$$e = 17 \text{ мм}, \ i = 11{,}5 \text{ мм}, \ r = 26{,}5 \text{ мм}$$

Значить у дійсності

$$z = 57 \text{ мм}, \ i = 39 \text{ мм}, \ r = 89 \text{ мм}$$

Для ексцентриситета вийшла майже гранична, конструктивно припускна вартість.

§ 44. Еліптична діяграма

За допомогою еліптичної діяграми найнаочніше можна вивчити дроселювання пари в розподільчих органах. Ця діяграма дає пряму графічну залежність всову сувака від величини перебігу толока, а саме, абсцисами діяграми є шляхи, що проходить толок від мертвого положення, а ординатами є — всов сувака із середнього положення; до того ж коливання сувака праворуч від середнього положення відкладають від осі абсцис угору (знак +), а коливання ліворуч — униз (знак —). В наслідок цього виходить замкнена крива — еліпса.

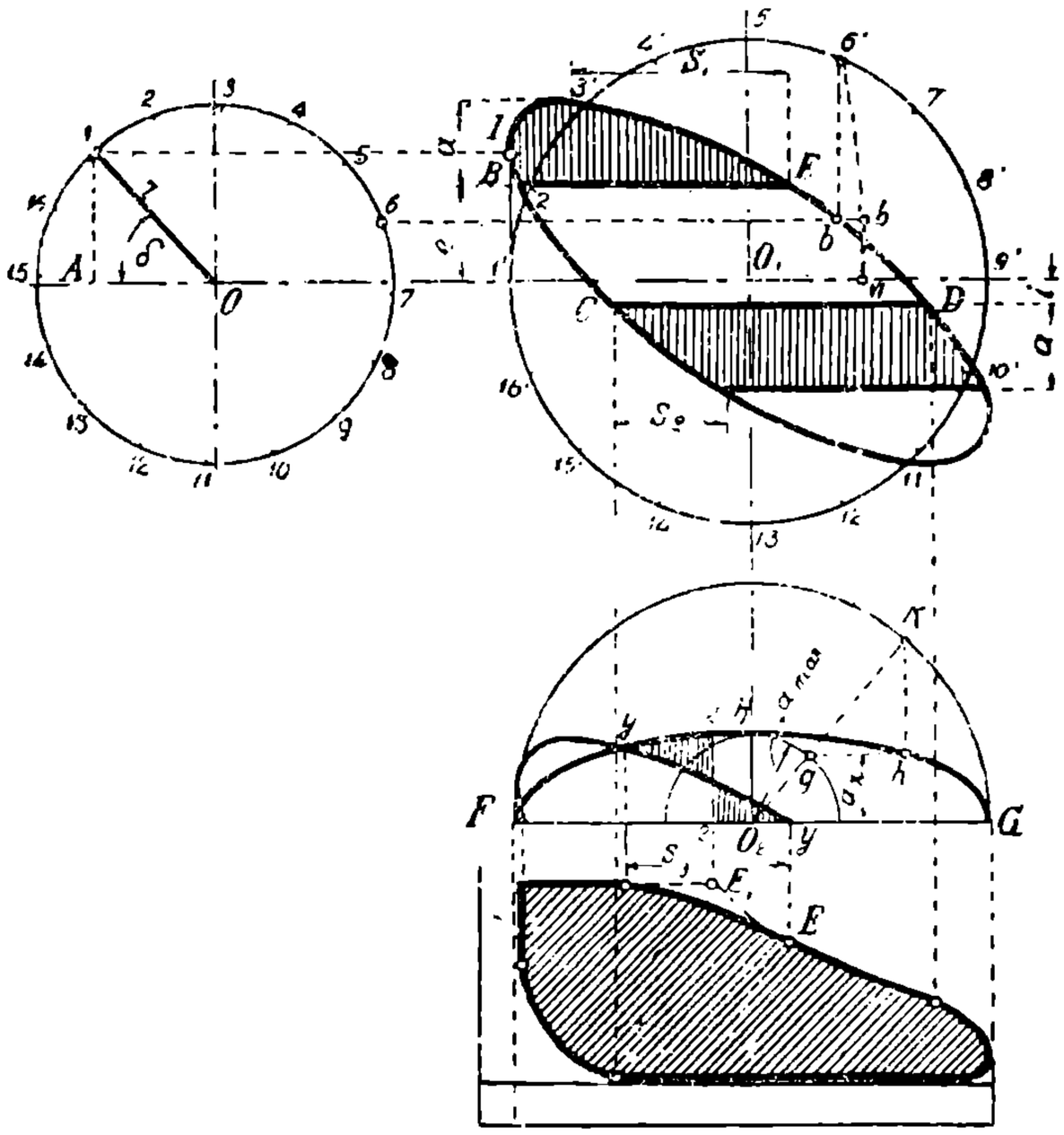
Спосіб побудови еліптичної діяграми подано на фіг. 92.

Із точок O та O_1 на довільному віддалені одно від одного описуємо кола обертання ексцентиситета та головної корби (мірило довільне). У першому

НБ УДУНТ (ДІТ)

кулі поводимо радіюс $O1$ під кутом випереджання δ. Поділяємо коло ексцентриситета на довільне число рівних частин (напр. 16), починаючи з наміченої точки *1*.

Відтинок $A1$ дорівнює $r.\sin\delta$ і являє собою всов сувака при мертвому положенні корби. Через те що останньому відповідає вектор $O_1 1'$, то шукану точку *I* еліптичної діяграми знайдемо на перетині горизонталі через точку *1* та вертикалі через точку *1'*. Поділивши коло головної корби на те саме число



Фіг. 92. Еліптична діяграма.

рівних частин, що й перше коло, і повторюючи зазначену побудову, ми матимемо низку точок, що належать еліпсі. При цьому не береться до уваги конечність гонка. А коли нею не нехтувати, то всі точки кривої зсунуться трохи праворуч, як показано на фіг. 92 під час визначення точки *b*: коли гонок має конечну довжину, то толок під час положення корби в точці *6'* перебуватиме в точці *VI*, і точку *b'* діяграми знайдемо на перетині вертикалі через точку *VI* та горизонталі через точку 6.

Відклавши на еліптичній діяграмі від осі абсцис угору величини перекривків *e* та ширини канала *a*, униз — величини *i* та *a*, матимемо виразну картину відкривання й накривання парового канала.

Вікно відкривається для впуску в точці *B*, швидко досягає повного відкриття та закриття в точці *E*. Закривання відбувається повільно напротязі шляху S_1.

У точці *D* починається випуск пари, в точці *C* — стиск. В останньому випадку вікно закривається значно швидше, ніж під час упуску.

Щоб з'ясувати величину й тривалість проселювання пари під еліптичною діяграмою поведемо криву гальмування.

Як відомо (див. форм. 44),

$$Fc = f_x w,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

де c — являє собою швидкість толока в довільному його положенні, а f_x — відповідну цьому положенню площу в ркриття кэнэлэ.

Якщо колову швидкість корби позначимо через v, то в повертом корби на кут α, швидкість толока

$$c = v \sin \alpha$$

З іншого боку,

$$f_x = a_x h$$

(a_x — ширина відкривання канала, h — вишина останнього).

Тому

$$Fv\sin \alpha = a_x h w$$

Звідкіля

$$a_x = \frac{Fv}{hw} \sin \alpha$$

Позначимо

$$\frac{Fw}{hw} = a_{\max}$$

(потрібне максимальне відкриття вікна, коли $\alpha = 90°$).

Тоді

$$a_x = a_{\max} \cdot \sin \alpha$$

Якщо під швидкістю пари w ми будемо розуміти ту максимальну швидкість вище за яку відбувається помітне гальмування пари, то величини a_x визначені за останньою формулою, покажуть відкриття вікна, потрібні для того, щоб не було дроселювання пари при першому-ліпшому положенні толока.

Припустивши, що $w = 60$ м/сек.,

$$V = \frac{2\pi Rn}{60} \text{ м/сек.}$$

і знаючи величини h та F, легко визначимо $a_{\max}$.

Із точки O_2 радіюсом $a_{\max}$ (у мірилі еліптичної діяграми) опишемо півколо. Для довільного положення головної корби в точці K потрібне відкриття канала a_x знайдемо на перетинанні горизонталі через точку g та вертикалі через точку K (для безконечно-довгого гонка), бо з побудови виходить:

$$a_x = a_{\max} \sin \alpha$$

($\angle \alpha$ на фіг. 92 не позначено, він дорівнює кутові FO_2K).

Описаною методою й побудовано криву гальмування FHG, що показує на скільки повинно бути відкрите вікно при тому або тому положенні толока для того, щоб не було дроселювання пари.

Для порівняння від осі FG побудуємо еліптичну криву дійсного відкривання вікна, перенісши її з верхньої частини діяграми (від лінії BE). Побудова показує, що, починаючи з точки y відбувається дроселювання пари, яке досягає максимуму в момент відсічі (точка y'). Дроселювання відбувається, таким чином, на шляху s_3 і позначається поступовим зниженням лінії впуску на індикаторній діяграмі. На останній момент відсічі позначено літерою E, а теоретична міра наповнення обмежена точкою E_1, що лежить під вертикалею $2 - 2$; остання приблизно поділяє зарисковану площу на дві однакові частини.

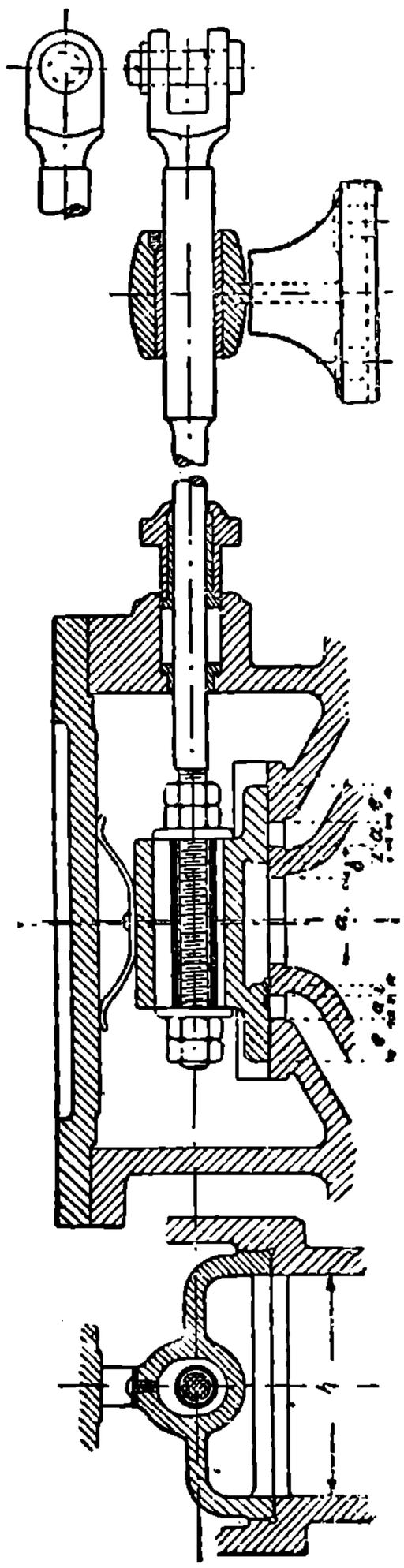
З вищевикладеного ясно, що еліптичну діяграму можна побудувати лише для готового пароровподілу; за її допомогою перевіряють спроєктований розподіл і досліджують роботу збудованої машини.

За допомогою нескладного приладу, що має переміщання від ковзанця та сувакового тягеля, еліптичну діяграму можна зняти в робітної машини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 45. Конструктивне виконання сувака

Звичайно суваки робиться з чавуну (дуже рідко із спижу). Злука сувака із тягелем повинна допускати переміщання сувака в напрямі нормальному до його руху. Таке переміщання може відбуватися, коли спрацьовується сувак і коли він відтискатиметься від ковзанки підвищеним тиском пари (або води, коли вона назбирається) в циліндрі. Цій умові й задовольняє і конструкція на фіг. 76 і конструкція, що часто зустрічається яка виображена на фіг. 93.

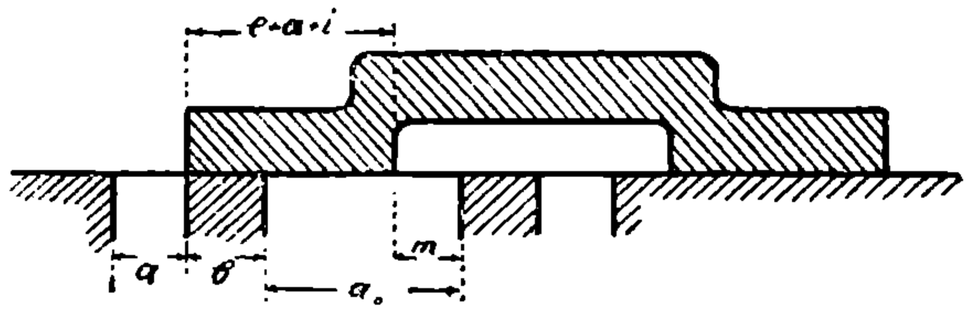


Фіг. 93. Конструктивне виконання коробчастого сувака.

За допомогою плоскої пружини закладеної згори, сувак притискається в разі підіймання його ковзанки, залишком тиску в циліндрі. Мутри сувакового била притягнуті не до сувака, а до гільзи, вставленої в отвір сувака. Цим допускається вільне поширення сувака, коли його нагріває пара. Ця структура дозволяє пересувати сувак уздовж тягеля під час установляння пароподілу. У конструкції фіг. 76 переставляти сувака можна здовжуванням сувакового тягеля або ексцентрикового тягеля.

Під час руху сувак напрямляється з обох боків стінками сувакової коробки (див. фіг. 93), що створюють стругані, рівнобіжні перебігові сувака, поверхні. Іноді для цього роблять спеціяльні приґвинчені до ковзанки планки.

Для того, щоб за найденими на суваковій діяграмі величинами нарисувати сувака, потрібно намітити розміщення каналів на ковзанці (фіг 76).



Фіг. 94. Мертве положення сувака.

Ширину випускного канала звичайно роблять:

$$a_0 = (1{,}25 \div 2)\, a,$$

де мінімальну величину a визначають із тих міркувань, щоб при мертвому положенні сувака (фіг. 94) випускний канал був відкритий на величину

$$m \geqq a$$

Ширину перегородки b на ковзанці вибирають звичайно в межах: $0{,}5a + 1$ до $0{,}5\, a +$,5 см.

Довжина лапи сувака, як легко бачити з фіг. 76, порівнює $e + a + i$.

А тому

$$e + a + i + m = b + a_0$$

Через те, що $m \geqq a$, сума $e + a = r$, то рівняння можна переписати так:

$$a_0 \geqq r + i + a - b$$

За допомогою цього рівняння перевіряють вибрані величини b та a_0.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Довжину сувакової ковзанки вибирають так, щоб сувак у своїх крайніх положеннях трохи звисав із ковзанки (на 5 + 10 мм). Цим запобігаємо можливості втворення приступків по краях ковзанки.

Розглянутий тип сувака досить простий, але має такі значні хиби:

1. Сувак незрівноважений, бо на нього з гори тисне гостра пара, що заповнює сувакову коробку, і притискає сувак до ковзанки. Сила тертя пропорційна тискові між тертьовими поверхнями — тому для пересування такого сувака доводиться витрачати значні зусилля

2. Повідневий механізм сувака повинен бути розрахований на зусилля потрібне на зсування сувака, і може вийти досить тяжким.

3. Сувак хутко спрацьовується. Коли він спрацьовується, то пропускає пару: пара з обсягу сувакової коробки може піти в паровий циліндер або прямо у випускний канал.

4. Невигідність роботи перегрітою парою. Сувак при високій температурі пари жолобиться, до того ж збільшується його нахил до затинання й збільшуються пропуски пари.

5. Неможливість працювати з малими (економічними) мірами наповнення. Із розгляду фіг. 90 — 91 легко бачити, що при малих мірах наповнення втворюється великий перекривок e, а разом із ним і ексцентриситет r. Проте, останній рідко роблять більшим за 100 мм, а в багатьох випадках обмежуються навіть 60 мм.

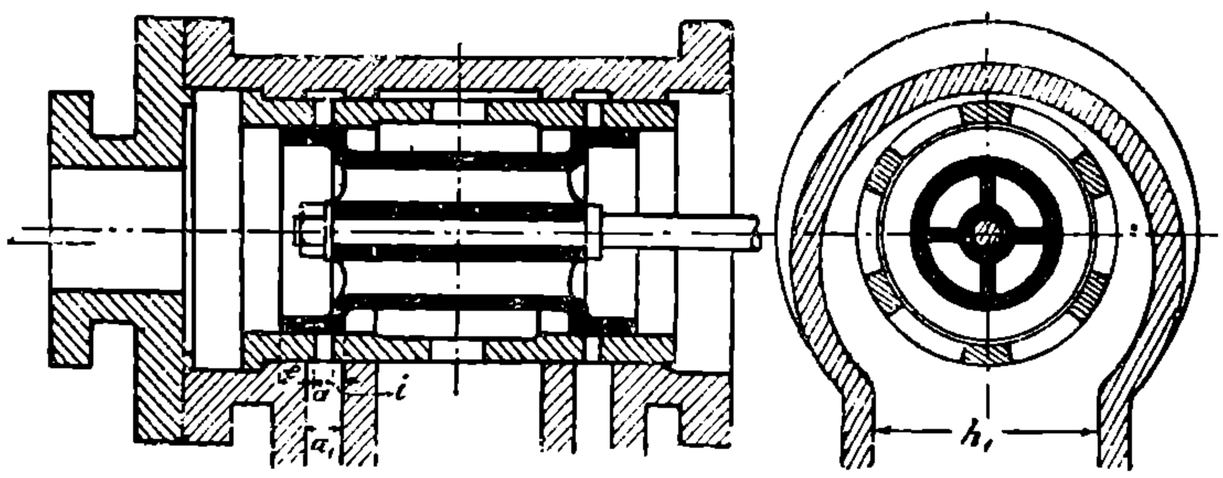
У зв'язку з цими хибами простого сувака, його застосовується лише для тих машин, де витрата пари не відіграє сутньої ролі, і де цінится, головне, простота будови, наприклад, у сільськогосподарських льокомобілях на малу потужність.

У вдосконаленіших машинах вживають суваків, побудованих за таким самим принципом, але не плоских, а циліндричних.

§ 46. Циліндричні суваки

Якщо уявити собі плоский сувак скрученим в циліндер довкола поземої осі, то ми матимемо сувак циліндричний, що розподіляє пару так само, як і розглянутий плоский сувак.

Таку конструкцію показано на фіг. 95.



Фіг. 95. Циліндричний сувак.

Сувакова коробка має циліндричну форму. Пара входить у сувакову коробку патрубком з лівого боку. Випуск відбувається середнім каналом. Циліндричний сувак уздовж такий самий, як і плоский: на рисунку відзначено a, e, i.

Якщо діяметр сувака D_1, то довжина канала тут $h = \pi D_1$ (коли канал не має пергородок). Через те що здебільшого сувак робить в утулку, де прорізано вікна, поділені перегородками, то слід вважати:

$$h = 0{,}66\,\pi D_1$$

(як узяти ширину перегородок ($^1/_3\pi D_1$).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Підходячи до циліндра, перекрій канала треба залишати без зміни:

$$a_1 h_1 = ha$$

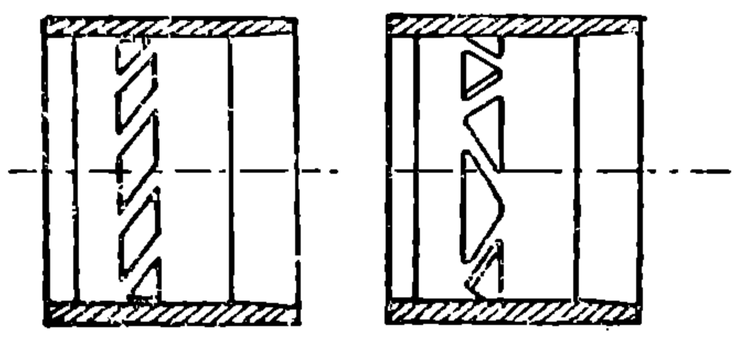
(h_1 менше за h і через це a_1 більше за a).

Звичайно діяметр сувака беруть

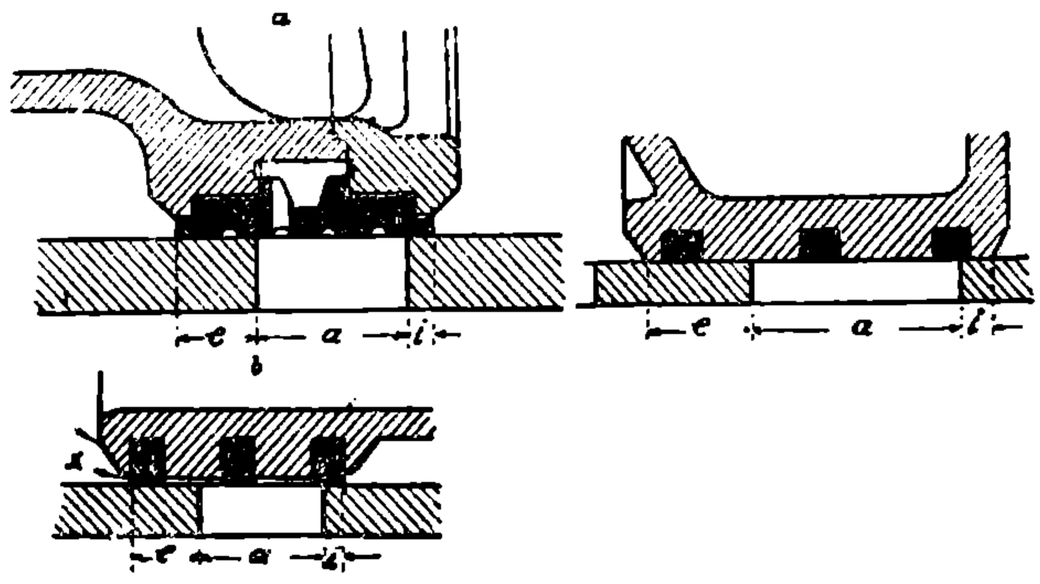
$$D_1 = 0{,}4D \div 0{,}7\ D$$

Обрис вікон на поверхні сувакового утулка звичайно роблять одним із способів, показаних на фіг. 96, що забезпечують рівномірне спрацьовування сувака.

Сувак циліндричний має переваги перед плоским в тому, що він зрівноважений. Тиск пари, що чинить на сувак з усіх боків, взаємно зрівноважується, а в зв'язку з цим для пересування сувака треба порівнюючи невеликого зусилля, і сувак спрацьовується в значно меншій мірі, ніж при плоскій конструкції. Проте, притирання циліндричного сувака становить деякі труднощі. Якщо сувак притерто в холодному стані, то коли він поширіться від гарячої пари, він може бути затиснутий утулком. Тому, пришліфовувати такий сувак треба в гарячому стані. Це, безумовно, становить деякі труднощі, і тому циліндричних суваків, описаної конструкції, вживають звичайно лише до діяметра в 150 мм. Коли сувак великого діяметра, то



Фіг. 96. Обрис вікон в утулку циліндричного сувака.



Фіг. 97. Конструкції кілець для толоковпх суваків.

його роблять так само, як толок у паровому циліндрі, себто він має пружинисті кільця.

Рівні конструкції кілець показано на фіг. 97. У типі *a* застосовано кільце завширшки $e + a + i$ з рівчачками для розподілу мастила та отворами, якими пара може проходити під кільце й знетужувати його від тиску пари зокола. Конструкції *b* та *c* відрізняються одна від одної лише тим, що в першій відсічним окрайком є окрайок кільця, а в другій—сувака. Через те, що пара може просмоктуватися між тілом сувака й утулком, то конструкції *b* слід віддати перевагу. Треба лише діяметр сувака на кінцях робити настільки меншим від діяметра утулка, щоб не було дроселювання пари в люзі *x*. Кілька вузьких кілець працюють краще, ніж одно широке, бо останнє ч [illegible] биться.

На фіг. 98 подає типову конструкцію толокового сувака, вживаного в вольфівських льокомобілях.

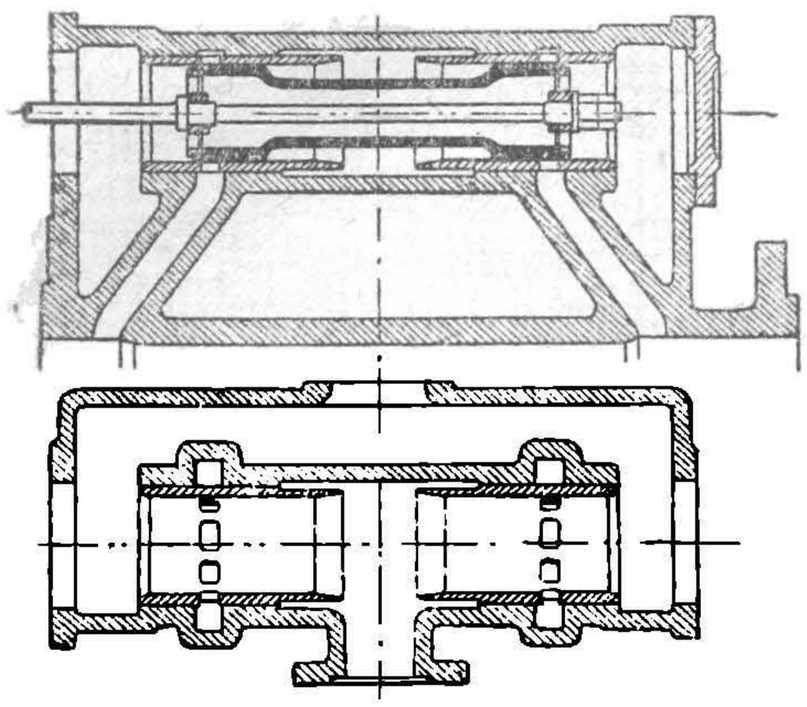
Циліндричні суваки часто-густо будують із так званим **внутрішнім упуском пари** (фіг. 100).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

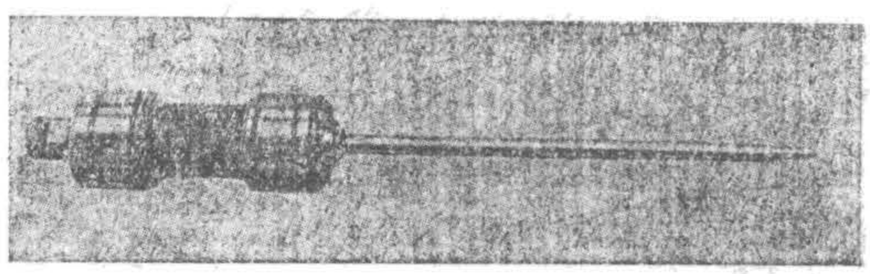
Пара впускається не із зовнішнього боку сувака, а середньою трубою *A* у внутрішню порожнину.

А випускається пара по кінцях сувакової коробки каналами й патрубком *B*.

Коли впуск пари зовнішній то доводиться робити в суваковій коробці защільники, що надійно вщільнюють (коли пара перегріта — з металевим ущільненням). А коли впускати пару внутрішнім каналом, то зовнішні порожнини будуть заповнені спрацьованою парою низького тиску, і коли машина працює на атмосферу, то можна обійтися зовсім без защільників (коли робить на конденсацію, защільники, звичайно, потрібні).



Фіг. 98. Сувак вольфівського льокомобіля.

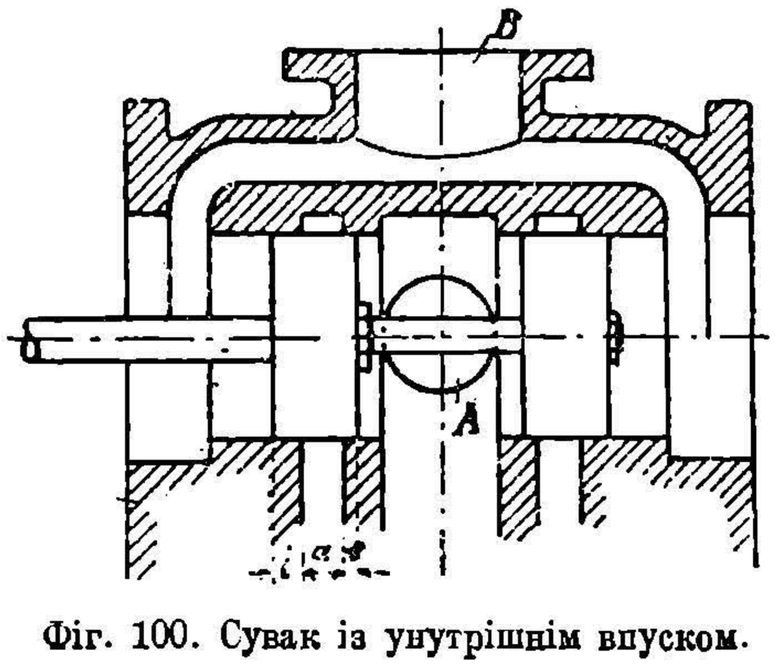


Фіг. 99. Сувак вольфівського льокомобіля.

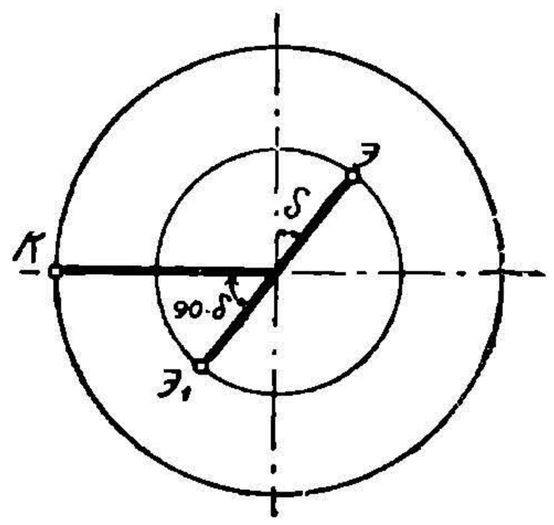
В описаній конструкції зовнішній та внутрішній перекривок нібито міняють свої місця — зовнішнім перекривком буде той, що раніше був внутрішнім, і навпаки.

У даному випадку *e* — перекривок з боку впуску пари, *i* — перекривок з боку випуску.

Відповідно до цього ексцентрик сувака повинен бути насаджений не в напрямку *OE* (фіг. 101), а в напрямку OE_1, і в цайнерівській діяграмі верхнє коло показуватиме положення сувака не праворуч, а ліворуч від середнього.



Фіг. 100. Сувак із внутрішнім впуском.



Фіг. 101. Корбова діяграма сувака із внутрішнім впуском.

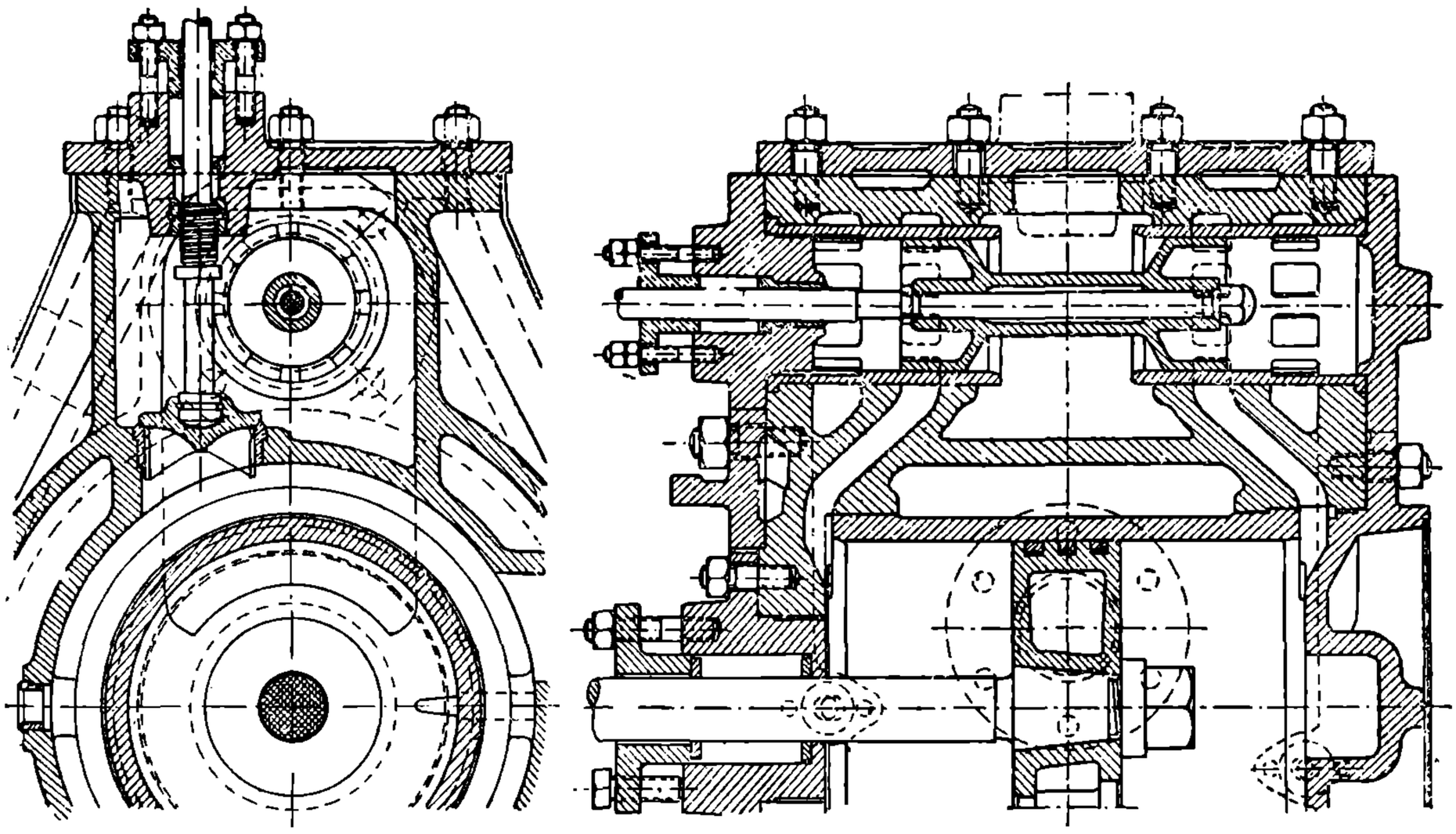
На фіг. 102 подано конструктивний рисунок циліндричного сувака із внутрішнім впуском[1]. Гостра пара проходить спочатку через обгортку циліндра. Стопорний хлипак, показаний у поперечному розрізі, відокремлює обгортку від внутрішньої порожнини сувакової коробки. Випуск пари відбувається вікнами по краях сувакової коробки, відкіля пара йде в ресивер, зроблений у виливку обох циліндрів машини.

Звичайно толокові суваки роблять із чавуну. Утулки також роблять із чавуну: їх роблять із двох частин, як на фіг. 98 та 102. Товщина стінок утулка — 10 ÷ 15 мм. Утулки забивають у тіло сувакової коробки (іноді вставляють

[1] Запозичено з книги Guternuth'a. Die Dampfmaschine. Berlin, 1928.

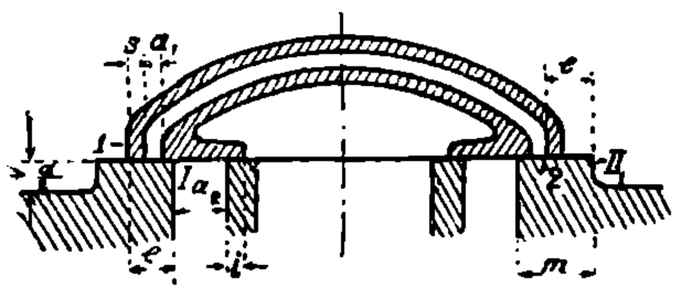
НБ УДУНТ (ДІТ)

у гарячому стані) і вони втримуються стопорними шрубами, закарбованими мідними кільцями, або просто покришками сувакової коробки (див. фіг. 102)



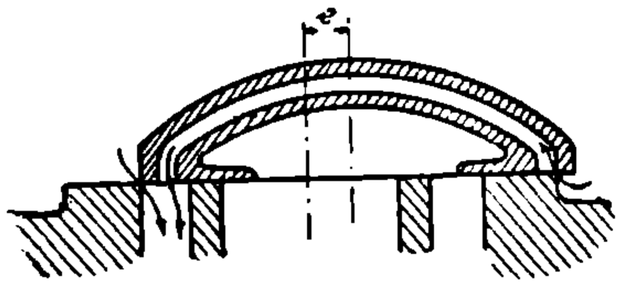
Фіг. 102. Сувак ц. в. т. машини компавнд виробні бр. Зульцер.

Щодо толокового сувака, то слід відзначити, що він є один із удосконалених органів пароросподілу, не зважаючи на свою простоту. Зокрема його застосовують у деяких вольф вських льокомобілях, що дали рекордні цифри серед інших парових машин.

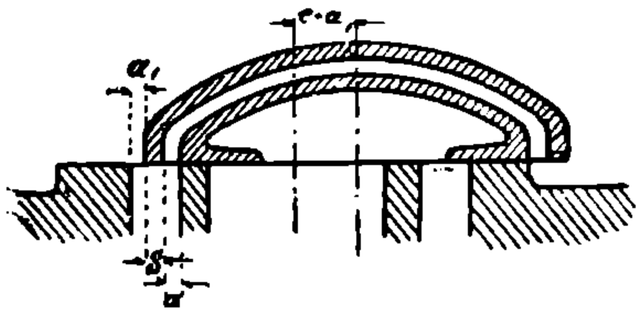


Єдиною хибою простих толокових суваків є те, що з ними не можна мати малих мір наповнення. Ця хиба, як уже зазначено, властива взагалі простим суваковим пароросподілам.

§ 47. Тріківський сувак



Прості суваки не можуть працювати з малими мірами наповнення тому, що тоді виходить або дуже великий ексцентрик, або, коли ексцентрик нормальний — мале відкривання канала і в зв'язку з цим—дроселювання пари.



Фіг. 103—104—105. Тріківський сувак.

Тріківський сувак дає змогу мати подвійний впуск пари порівнюючи з простим суваком із таким самим ексцентриситетом, себто при тому самому зсові сувака може дати вдвоє більше відкривання канала.

У спинці тріківського сувака є допомічний канал завширшки a_1 (фіг. 103).

Ширину канала в ковзанці позначимо a_2. Внутрішній перекривок i, зовнішній — e мають ті самі значення, що й у простому суваку.

Сувакова ковзанка має цілком певну довжину, розраховану так, щоб сувак у крайніх положеннях міг звисати над ковзанкою. Величину m на суваковій ковзанні визначають із тих міркувань, щоб, коли окрайок 1 сувака збі-

НБ УДУНТ (ДІТ)

гається з окрайком I канала (початок впуску), з другого боку сувака окрайок 2 внутрішнього канала збігався б із зовнішнім окрайком II сувакової ковзанки (див. фіг. 104).

Для цього потрібно зробити довжину 2 — II рівною в e. Коли сувак, рухаючись праворуч, відкрив канал на якусь величину a_x, то на ту саму величину відкривається з протилежного боку і внутрішній канал; таким чином, пара впускатиметься в циліндер перекроєм $2a_x$.

Максимальне відкривання канала (на величину $2a_1 = a$) буде під час положення сувака на фіг. 105.

Сувак відкриває канал у ковзанці на величину a_1 своїм зовнішнім окрайком, з другого боку сувак звисає з ковзанки цілком відкриваючи допоміжний канал.

Ширина канала в ковзанці очевидно повинна становити:

$$a_2 = 2a_1 + s$$

(s — товщина простінку).

Якщо з аналітичного розрахунку знайдемо потрібну ширину канала a в ковзанці, то ширину допоміжного канала слід зробити:

$$a_1 = \frac{a}{2},$$

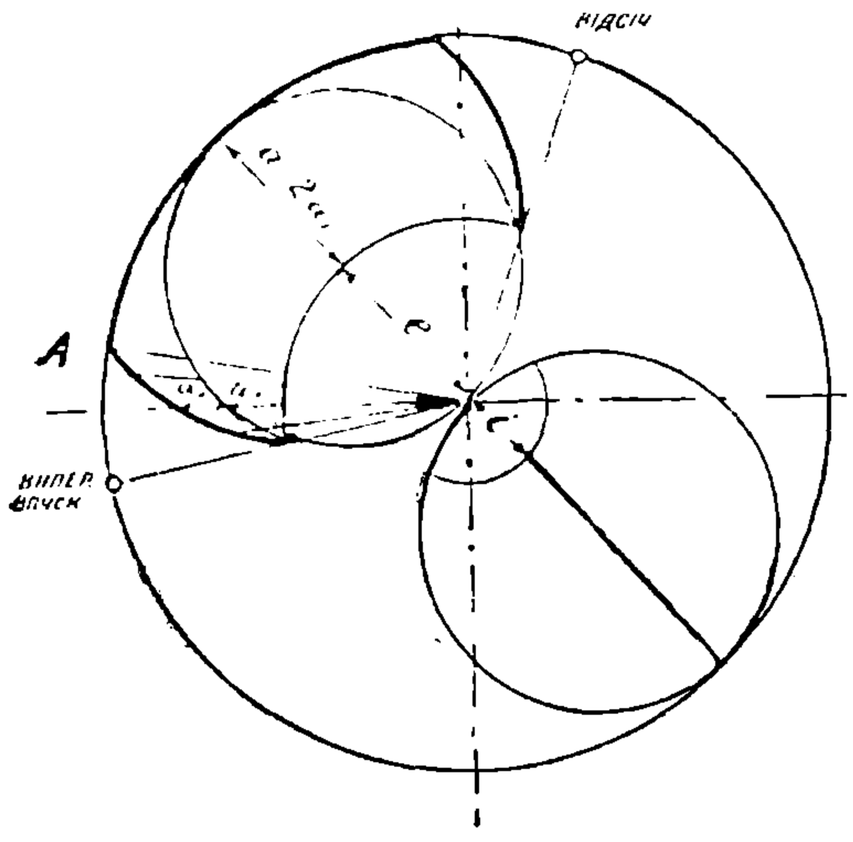
а ширину канала в ковзанці

$$a_2 = a + s$$

Віддалення m від краю канала до краю ковзанки можна визначити цілком точно.

Із розглянутого середнього положення сувака на фіг. 103 легко зробити висновок (див. правий бік сувака), що

$$m = e + e - s = 2e - s$$

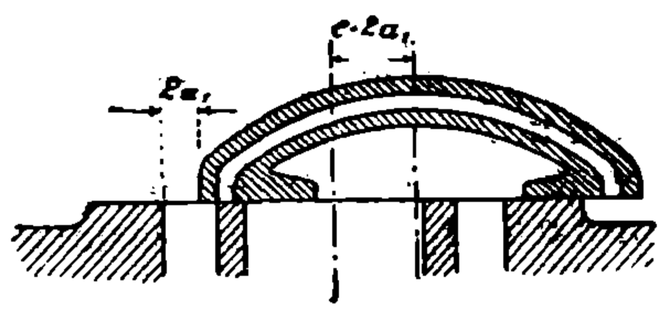


Фіг. 106. Цайперова діяграма для тріківського сувака (4-ий випадок).

Удаємося тепер до Цайнерової діяграми цього сувака. Тут можна розрізняти два випадки.

У першому випадку ексцентриситет ексцентрика можна взяти таким самим, як для простого сувака, себто рівним із

$$e + a = e + 2a_1$$



Фіг. 107. Мертве положення тріківського сувака (1-ий випадок).

В другому випадку ексцентриситет можна буде взяти рівним із

$$e_1 + a_1 = \frac{e}{2} + \frac{a}{2},$$

себто вдвоє меншим, ніж для простого сувака.

Припустімо що тріківський сувак має такий самий ексцентриситет, як і простий сувак.

У найближчий момент услід за початком впуску простий сувак відкриває канал на величину ax (див. фіг. 106)

НБ УДУНТ (ДІІТ)

У тріківському суваку при тому самому зсові його, через наявність допоміч-ного канала, відкриття вікна становитиме $2a_x$.

Тому, на Цайнеровій діяграмі слід відкласти на відповідному векторі від-тинок a_x ще раз за цайнерівським колом.

Щокожного дальшого моменту відкриття канала подвоюється до того часу, все таки, поки сувак стане в положення, показане на фіг. 105. Під час даль-шого руху сувака праворуч відкривання каналa із зовнішнього боку збільшу-ватиметься, а через допомічний канал зменшуватиметься. Загальна ширина для впуску пари залишиться п о с т і й н о ю, рівною $2a_1 = a$.

На Ц а й н е р о в і й діяграмі повне відкриття канала відповідає поло-женню корби OA.

Мертве положення сувака показане на фіг 107.

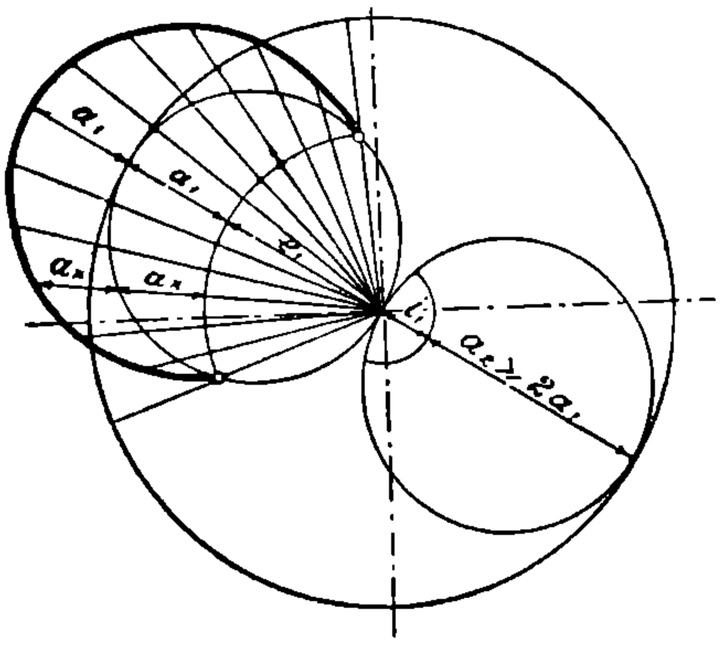
Таким чином тріківський сувак відкриває канал і закриває його вдвоє швидше, ніж простий сувак.

Якщо тріківському сувакові надавати чину від ексцентрика в удвоє меншим ексцентриситетом порівнюючи з простим суваком, що має таку саму величину a, то Цайнерова діяграма набуде іншого вигляду.

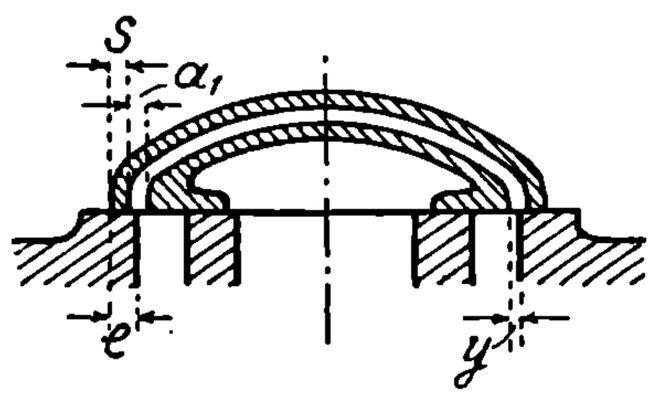
У цьому випадку мертве положення сувака відповідає схемі на фіг. 105. Відкривання вікна ввесь час становить $2a_x$ (див. фіг. 108), доходячи при мертвому положенні сувака $2a_1$.

Потрібно, щоб у цій конструкції сувака е к с ц е н т р и с и т е т $r_1 \geq i_1 = 2a_1$, бо в противному разі вікно для ви-пуску не відкриватиметься цілком (див. правий бік фіг. 105).

Такий спосіб побудування тріківського



Фіг. 108. Цайнерові діяграми для тріківського сувака (2-ий випадок).



Фіг. 109. Тріківський сувак з перепуском.

сувака дає змогу застосовувати трохи меншої міри наповнення, ніж при простому сувакові, не потребуючи в той самий час значного ексцентриситету ексцентрика.

Мірило цайнерівської діяграми визначається порівнянням розрахункової величини a з $2a_1$. А для тієї самої міри наповнення e_1 та r_1, виходять удвоє менші, ніж e та r простого сувака.

Якщо величина зовнішнього перекривку мала, то може вийти, що

$$s + a_1 > e$$

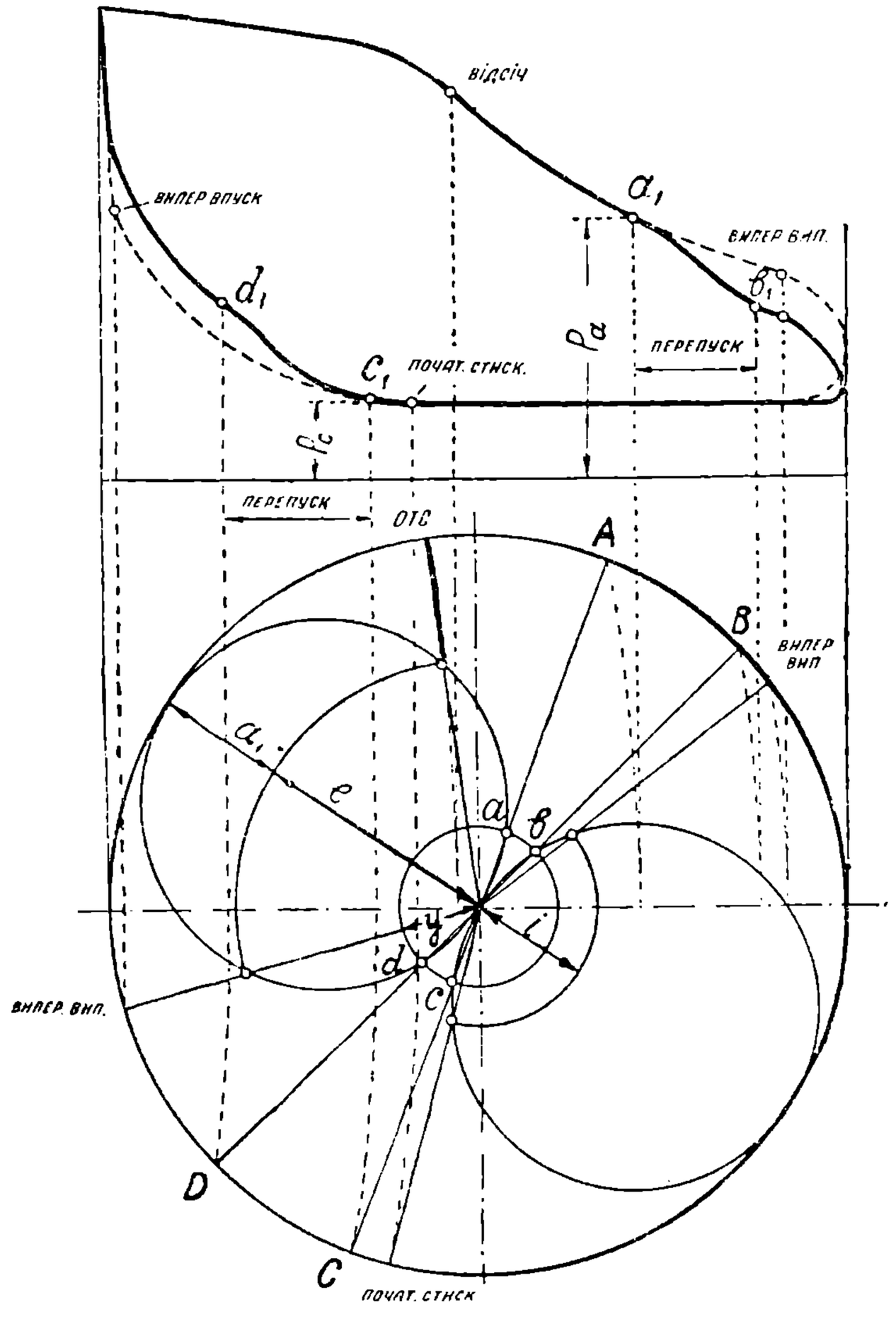
і при середньому положенні сувака обидві порожнини циліндра сполучаються одна з одною (фіг. 109) щілиною завширшки в y.

Індикаторну й сувакову діяграму такого пароросподілу виображено на фіг. 110 (крапчаком показано індикаторну діяграму сувака без перепуску).

На Цайнеровій діяграмі радіюсом y описано коло, що перетинається з цай-нерівськими колами в точках a, b, c та d. Під час положення корби OA сувак, рухаючись ліворуч (див. фіг. 109) не доходить на величину y до середнього положення. Починаючи з цього моменту відбувається перепуск пари з ліво-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

порожнини циліндра в праву. У першій із них у цей момент тиск p_a, у другій p_c. Під час положення корби OB (OD — для правої порожнини) перепуск кінчається: сувак зсунувся праворуч на величину y. Перед кінцем перепуску, тиск



Фіг. 110. Індикаторна та сувакова діяграма тріківського сувака з перепуском.

пари в точках b_1 та d_1 можна вважати за однаковий, коли знехтувати гальмуванням пари під час перетікання. Цей тиск може бути визначеним за Дальтоновим законом беручи на увагу об'єми й тиски пари до змішування, подібно до того, як це роблять під час побудови індикаторних діяграм машини багатократного розширення (§§ 30 та 31).

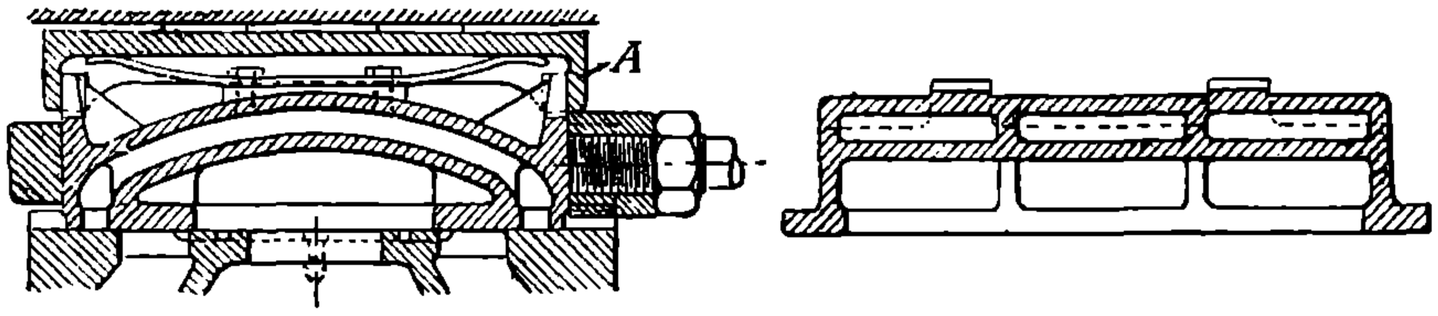
Застосування сувака з перепуском у конденсаційних машинах дозволяє робити з більшим перепадом тиску наприкінці розширення і підвищує в той самий час кінцевий тиск стискання. У машинах без конденсації, навпаки, де p_a часто нижче від p_c, перепуском можна буде знизити неприпускано високий тиск пари.

Конструктивне виконання тріківського сувака зазначено на фіг 111. На суваку згори вільно надягнена коробка A, яка за допомогою плоских пружин

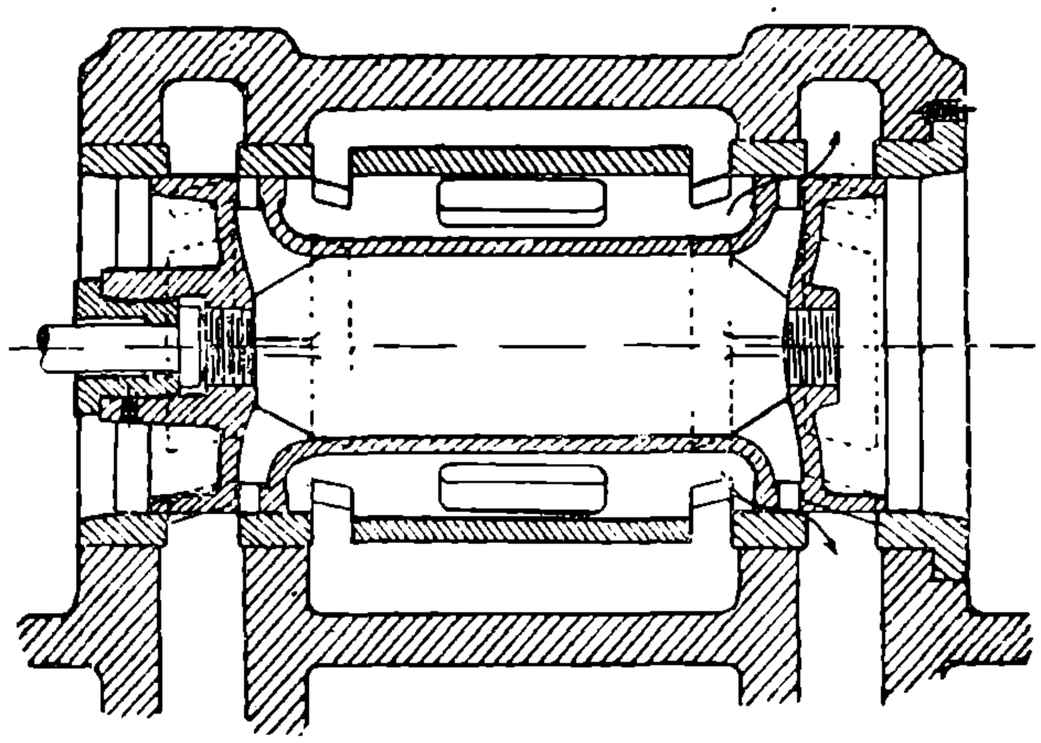
НБ УДУНТ (ДІТ)

притискається до покришки сувакової коробки. Така будова сувака знетяжує його від тиску пари згори.

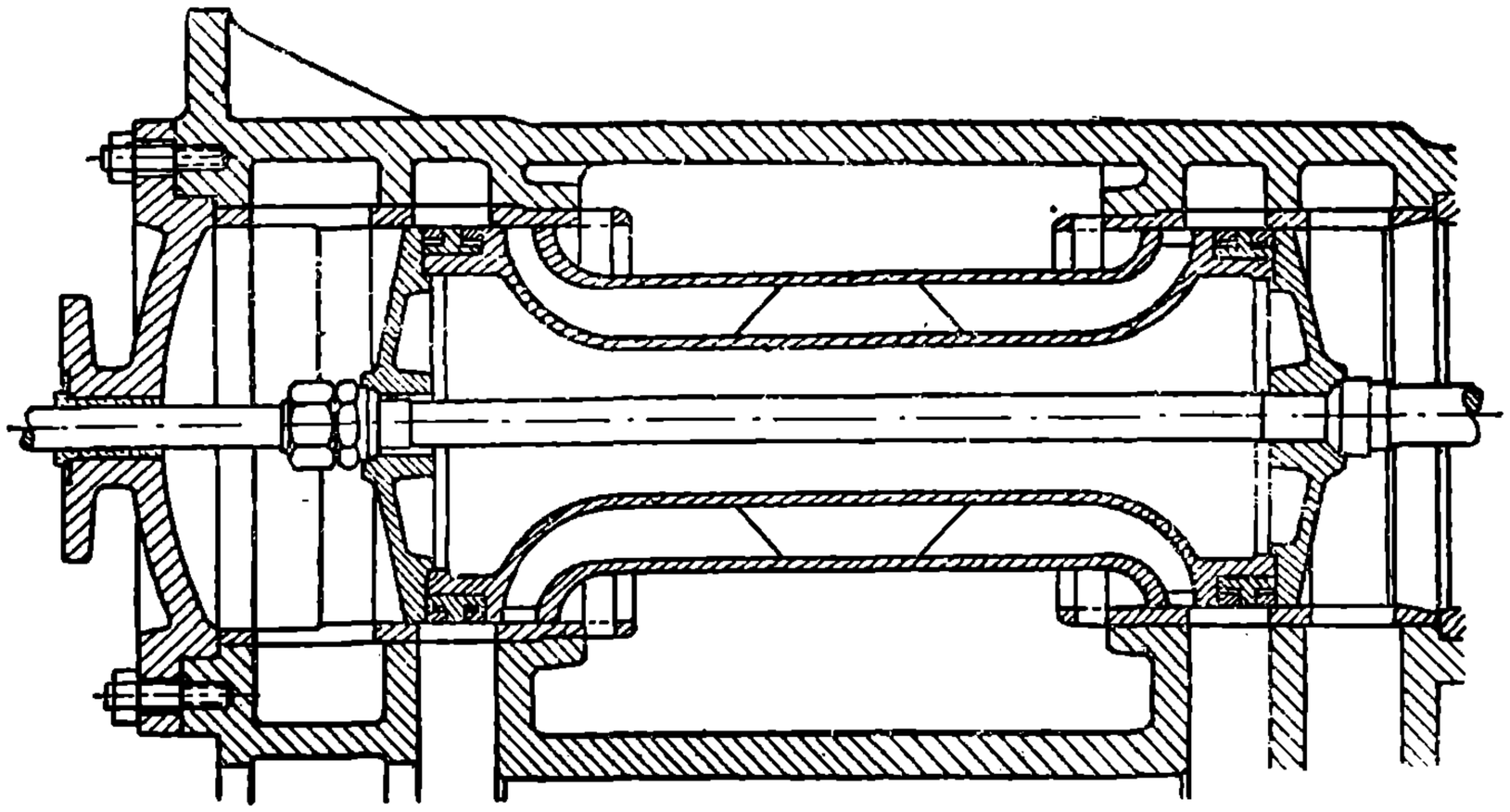
Циліндричний тріківський сувак подано на фіг. 112 (із внутрішнім впуском).



Фіг. 111. Плоский тріківський сувак.



Фіг. 112. Циліндричний тріківський сувак.



Фіг. 113. Толоковий тріківський сувак.

Впуск пари в праву порожнину циліндра при зсові сувака праворуч на величину зовнішнього перекривка відбувається як безпосередньо із внутрішньої порожнини сувакової коробки, так і тріківським каналом, куди пара входить вікнами з лівого боку сувакового утулка.

Так само працює толоковий сувак, виображений на фіг. 113. У цій конструкції кільця є тільки з боку випуску (по 2 шт.). Суваковий утулок складається з двох окремих частин.

Три ряди вікон з кожного боку утулка показано схематично.

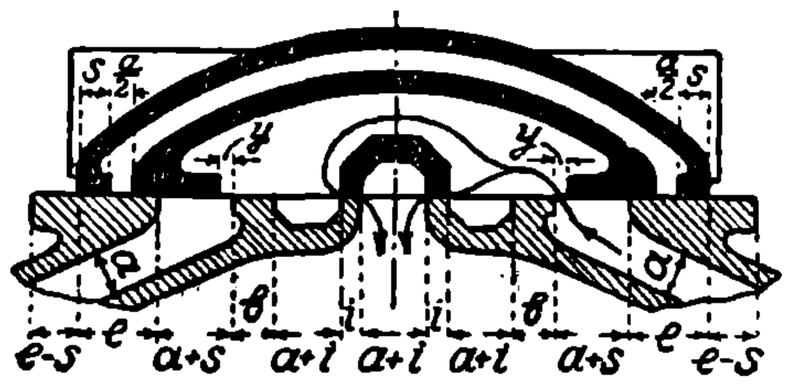
НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 48. Вайссівський сувак

Вайссівський сувак працює з перепуском на зразок виображеного на фіг. 109 тріківського сувака; крім того він дає подвійне відкриття канала під час випуску пари.

На фіг. 114 виображено вайссівський сувак з тріківським каналом.

Зовнішній перекривок у цьому суваку має звичайне значення. Крім тріківського канала в суваку є ще один унутрішній канал, яким сполучаються порожнини циліндра при середньому положенні сувака (щілиною завширшки в y).



Фіг. 114. Вайссівський сувак.

На суваковій ковзанці є дві заглибини, кожна завширшки в $a + i$. Внутрішнім перекривком i є ширина простінка як сувака, так і ковзанки на рисунку.

Коли сувак зсунеться, напр., праворуч на величину i, то правий канал відкривається із внутрішнього боку на $i + y$. Під час дальшого руху сувака праворуч почнеться випуск пари двома щілинами (ліворуч та праворуч від середньої коробчастої перегородки сувака) так, як показано стрілками. Подвоєне відкривання випускного канала триває до того часу, поки сувак зсунеться на величину $i + \frac{a}{2}$ Через те, що при цьому буває максимальне відкриття середнього канала (на ширину a), то й праве вікно повинно бути відкрите на ту саму величину, себто повинно мати силу співвідношення

$$y + i + \frac{a}{2} = a,$$

відкіля

$$y = \frac{a}{2} - i$$

Для того, щоб на початку випуску, наприклад, з правої порожнини, лівий канал був надійно перекритий із внутрішнього боку, роблять

$$i = y + \sigma,$$

де «перекривок безпеки».

$$\sigma \cong 0{,}1\ a$$

Тому

$$y = \frac{a}{2} - y - \sigma,$$

$$y = \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2}$$

У швидкорушних машинах y беруть на одну третину більшим. У цьому випадку $\sigma = 0{,}1a$,

$$y = \frac{4}{3}\left(\frac{a}{4} - \frac{a}{20}\right) = \frac{4}{15}\ a$$

Ширину простінка b визначають з умови, щоб при правому, наприклад, мертвому положенні сувака лівий канал у ковзанці був би відкритий мінімально на величину a, себто

$$a + i + b + s = e + \frac{a}{2}$$

Відкіля

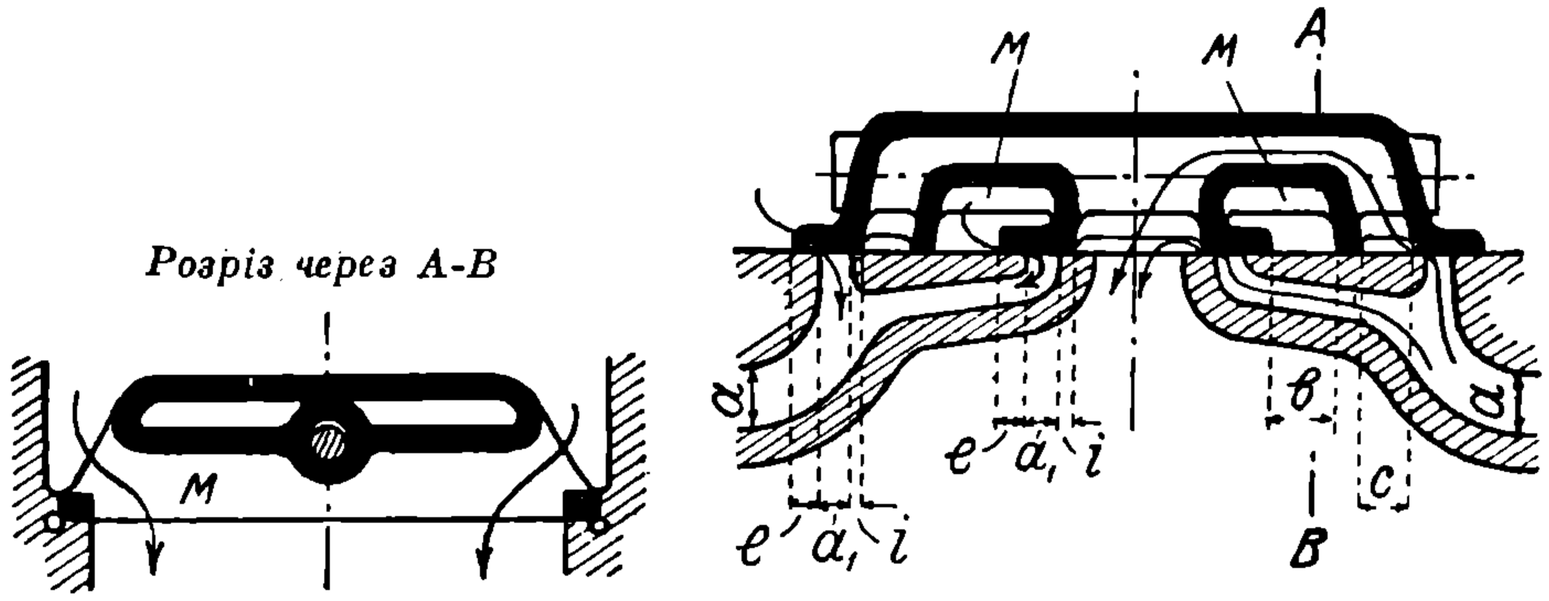
$$b \geqslant e - s - i - \frac{a}{2}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 49. Пеннівський сувак

Цей сувак виображений на фіг. 115 також належить до кляси суваків з багатократним впуском та випуском пари.

У суваку є дві камери M, що сполучаються з суваковою коробкою і тому вони заповнені гострою парою.

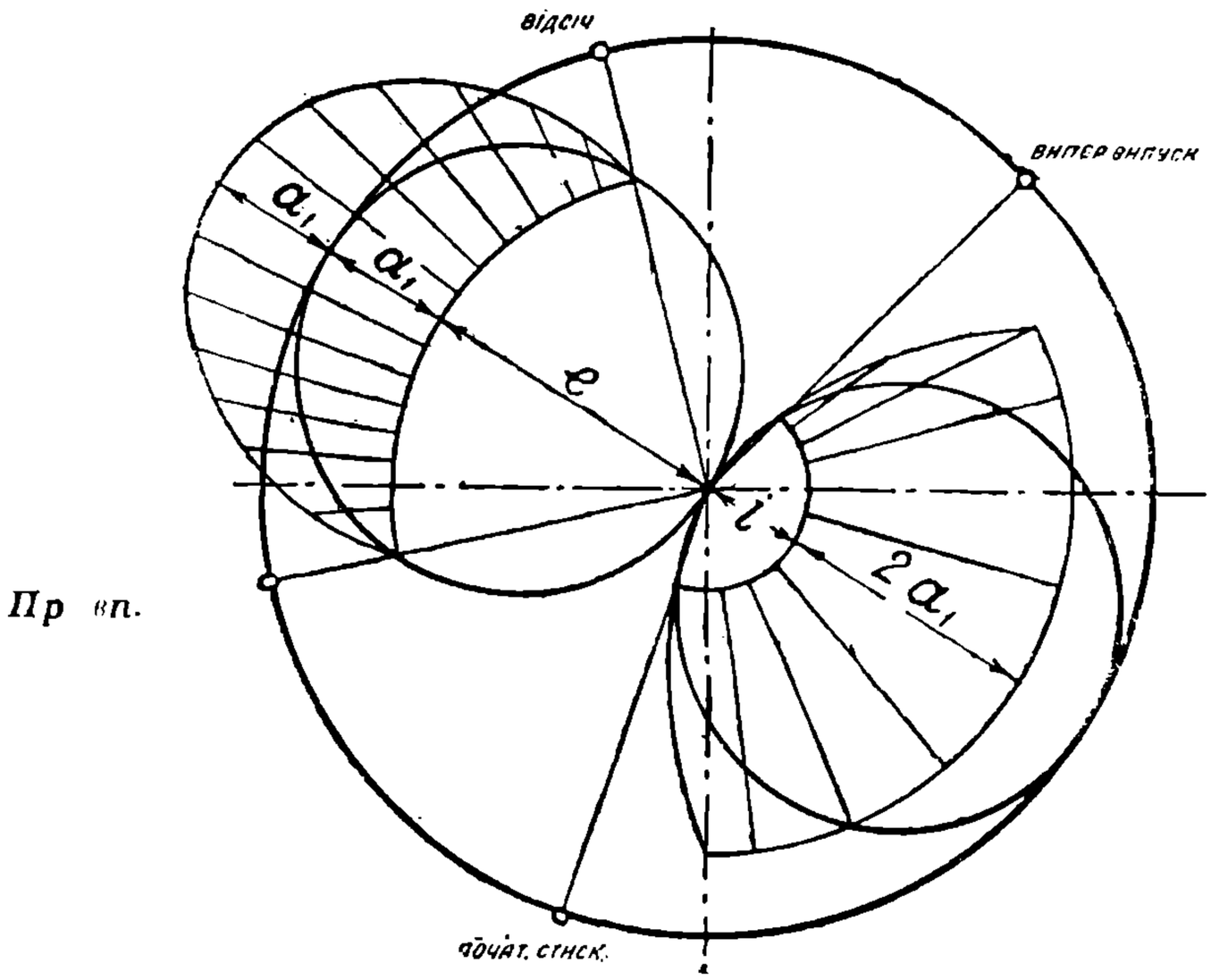


Фіг. 115. Пеннівський сувак.

Коли сувак зсунеться на величину e праворуч, почнеться впуск пари в ліву порожнину одночасно обома галузями канала в суваковій ковзанці. Так само й впуск пари подвійний, як показано стрілками на правому боці сувака.

Для того, щоб під час впуску перегородка в суваку перекривала кожен із каналів суваковоі ковзанки, потрібно щоб

$$b \geqslant r - c$$
$$c \geqslant r - i,$$



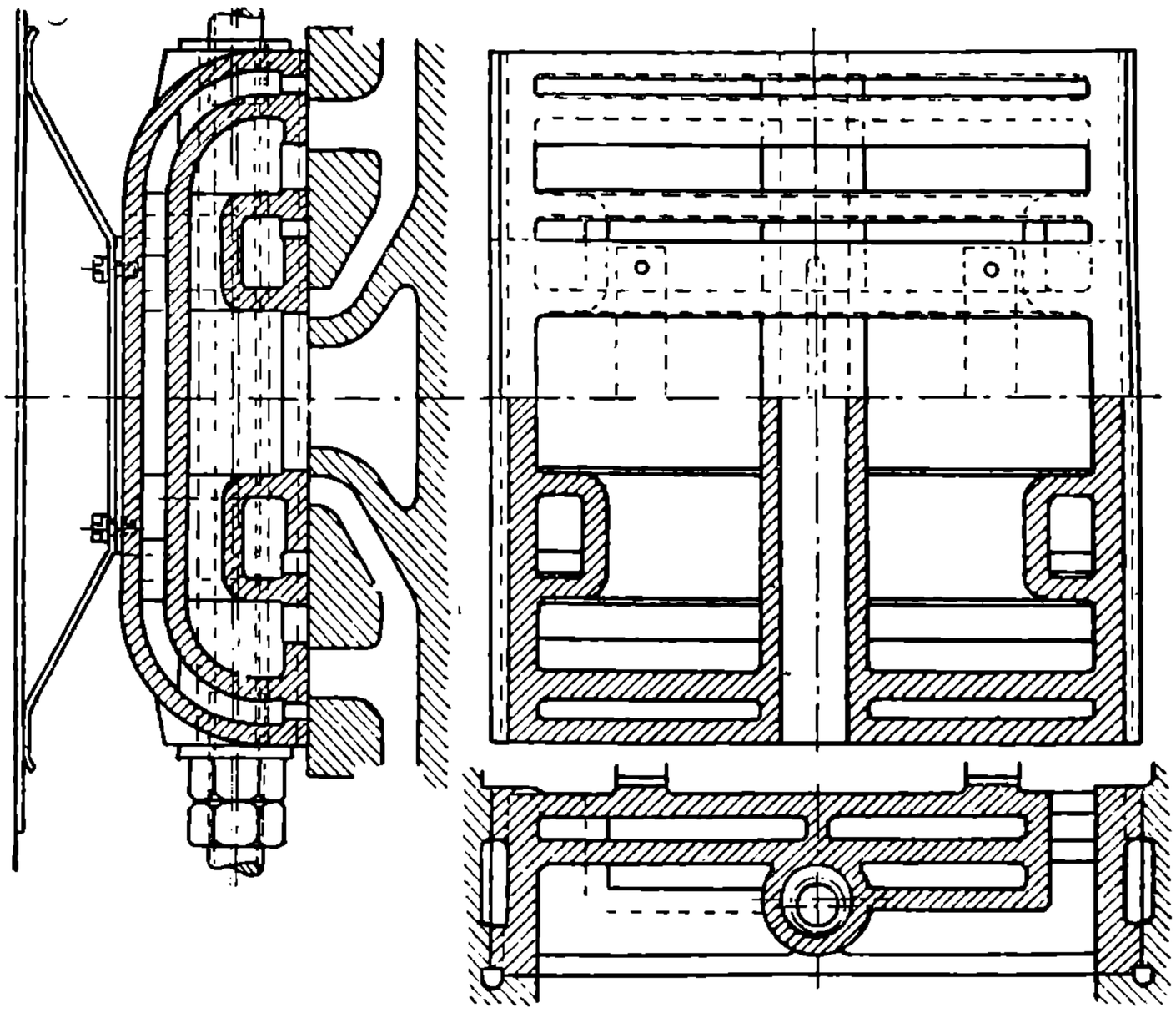
Фіг. 116 Цайнерова діяграма для пеннівського сувака.

де r — ексцентриситет ексцентрика.

Пеннівський сувак так само, як і тріківський сувак, можна зробити або з таким самим ексцентриситетом, як і простий сувак, або з удвоє меншим ексцен-

НБ УДУНТ (ДІТ)

триситетом. Цайнерівську діяграму для другого випадку подано на фіг. 116. Від діяграми тріківського сувака вона відрізняється розподілом випуску: вікно для випуску пари відчиняється з великою швидкістю.



Фіг. 117. Пеннівський сувак з тріківським каналом для сторчової машини (Dingler'sche Maschinenfabrik A. — G.).

Іноді пеннівський сувак має ще тріківський канал. Така конструкція, показана на фіг. 117* дозволяє робити з потрійним впуском і подвійним випуском пари і ще дужче зменшити величину ексцентриситету.

§ 50. Гохвальдівський сувак

Цей сувак робить так само, як і сувак вайссерівський, себто з подвійним упуском, подвійним випуском і перепуском пари, але відрізняється від вайссівського сувака конструктивними особливостями, які дозволяють зменшити в довжину сувака.

Як видно з фіг. 118, гохвальдівський сувак своєю конструкцією нагадує тріківський сувак, але має в своїй середній частині дві перегородки, за допомогою яких здійснюється подвійний випуск. З тією самою метою випускний канал виходить на поверхню сувакової ковзанки двома вікнами.

У схемі, поданій на фіг. 118, сувак установлено несиметрично відносно ковзанки для вирівнювання міри наповнення в обох порожнинах циліндра (див. дальший параграф). Значком d позначено величини, що стосуються порожнини циліндра з боку покришки, значком k — з боку корби.

Впуск пари в ліву порожнину починається під час зсову сувака праворуч на величину зовнішнього перекривка e; подвійний випуск з лівої порожнини — під час зсову сувака ліворуч на величину внутрішнього перекривка i. Перепуском із правої порожнини кінчається при зсові сувака ліворуч на величину y_d, з лівої — при зсові праворуч на величину y_k.

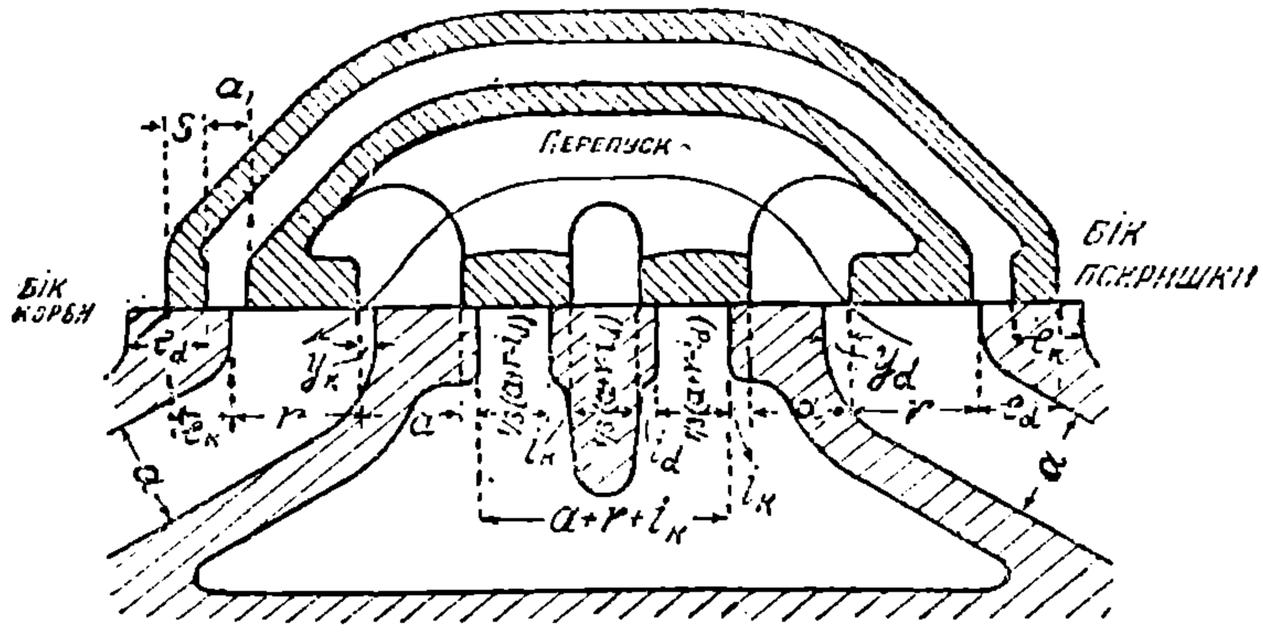
---

* Запозичено із вищецитованої книги Gutermuth'a.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Розміри сувака показано на фіг. 118. Загальна довжина сувака

$$L = 3(a + r) + 2i_k + i_d + e_k + e_d.$$

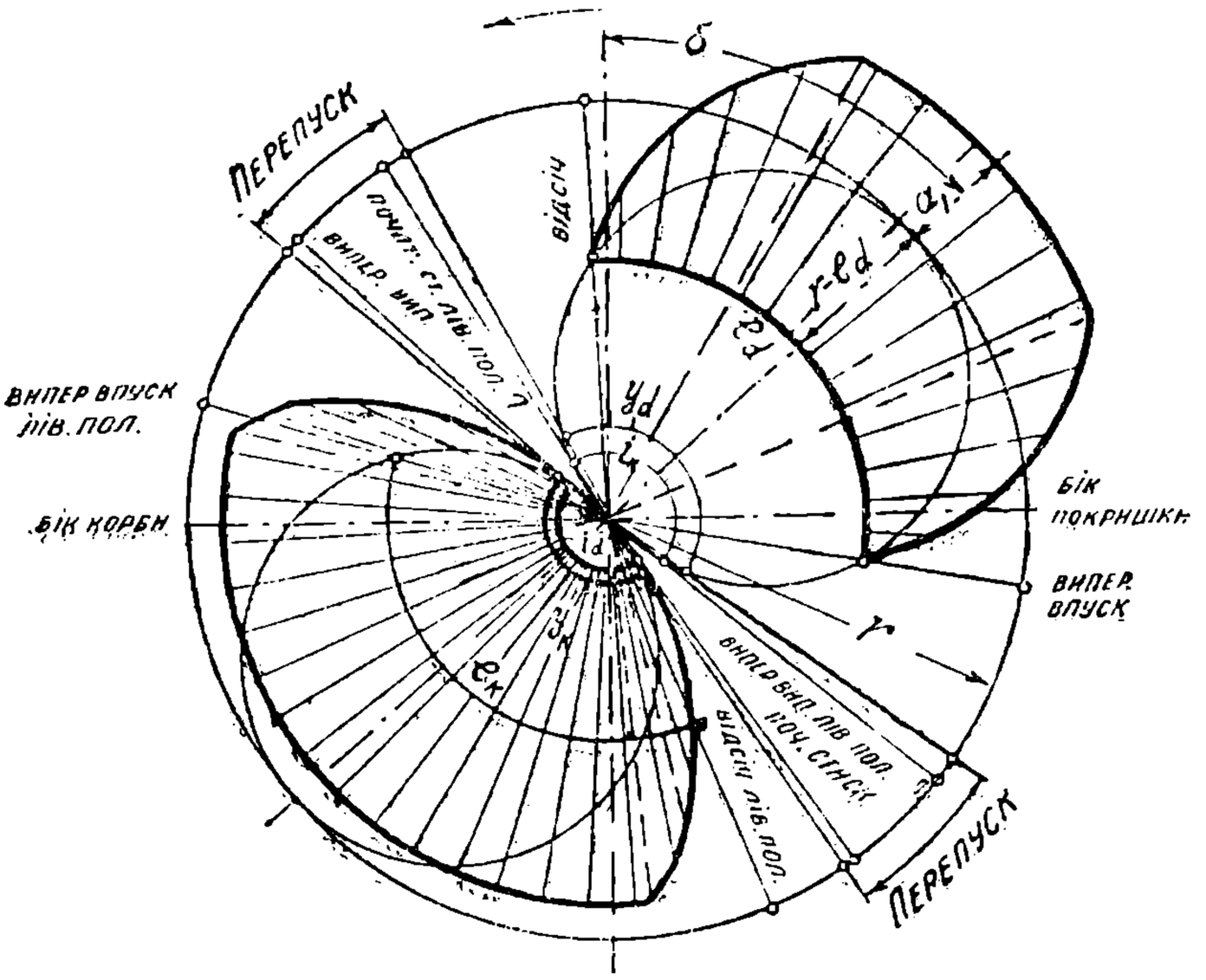


Фіг. 118. Гохвальдівський сувак.

Доброго пароподілу при найменших екскентриситетах і найменшій довжині сувака досягають тоді, коли вибрати

$$y = i \cong \frac{2}{5}\, a$$

При пересічному числі обертів ($n = 100 \div 150$) вибирають $y = i$, у тихо-



Фіг. 119. Цайнерова діяграма для гохвальдівського сувака: 1) бік корби; 2) попереджання впуску, лівий бік; 3) перепуск; 4) початок стиску, ліва половина; 5) попереджання випуску; 6) відсіч; 7) бік покришки; 8) попереджання впуску; 9) попереджання випуску, ліва половина; 10) початок стиску; 11) відсіч лівого боку.

рушних машинах беруть y на $1 \div 3$ мм. меншим, у швидкорушних — на таку саму величину більшим.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ексцентриситет ексцентрика в гохвальдівському суваку становить звичайно

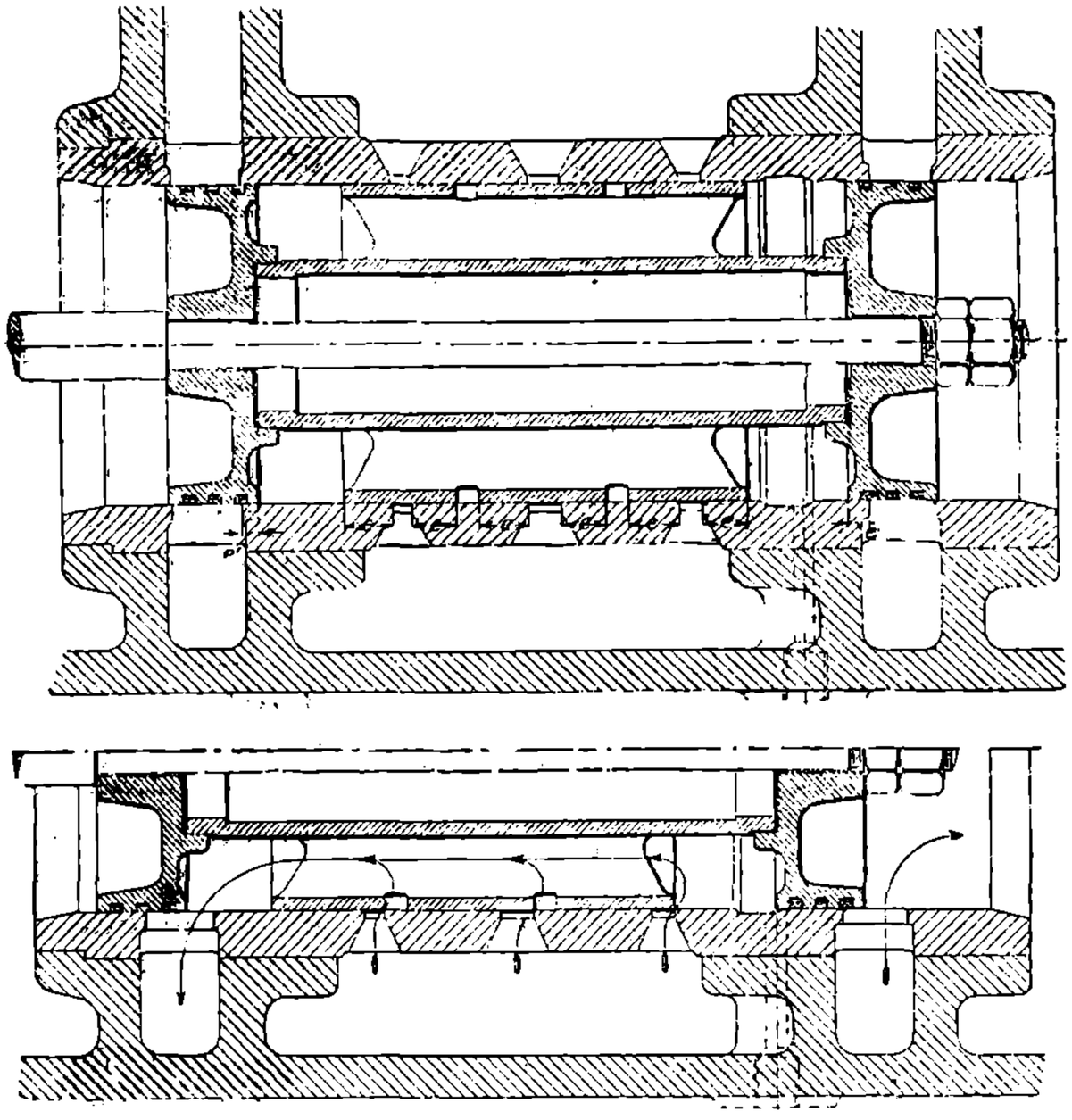
$$r \cong 0{,}8\,(e + a),$$

себто беруть відсотків на 20 менший, ніж у тріківському суваку з пришвидченим відкриванням канала (випадок 1-й у § 47). До того ж

$$r + a_1 = e + a$$

З іншого боку

$$r = 2a_1 + s$$



Фіг. 120. Гохвальдівський сувак з потрійним впуском фірми A. Borsig.

Тому, ширина впускних вікон у ковзанці $r + y$ на величину y більша, ніж у тріківському суваку.

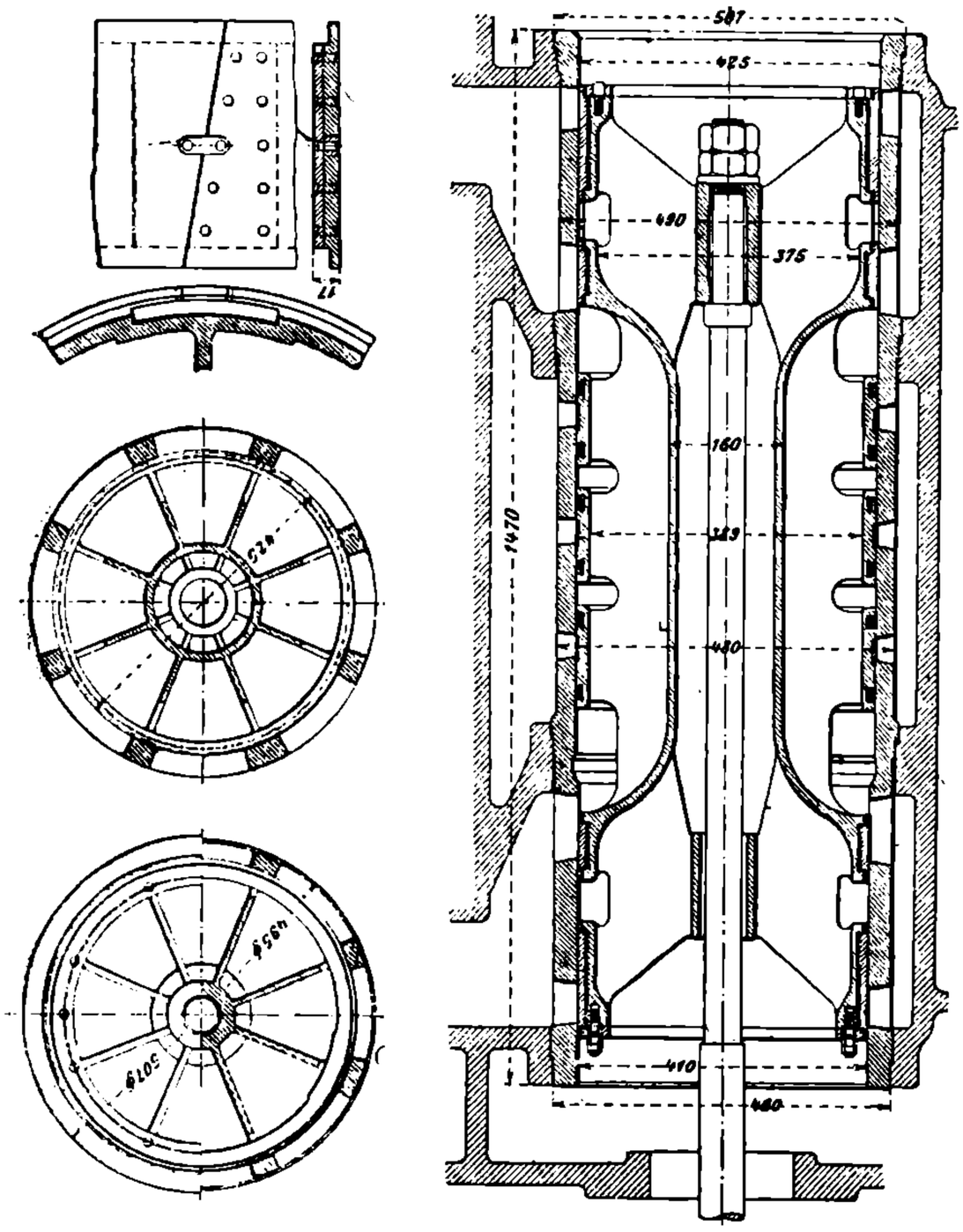
Співвідношення $a + 2_{a1}$, що має місце в тріківському суваку, тут, безумовно, застосувати не можна.

Цайнерівську діяграму для гохвальдівського сувака виображено на фіг. 119. Її нарисовано з трохи незвичайним розпологом кіл, бо бік покришки міститься з правого боку і напрям обертання машини взятий проти годинникової стрілки. Усі моменти паророэподілу на діяграмі відзначено і немає потреби їх пояснювати.

Гохвальдівський сувак роблять також і з потрійним впуском. На фіг. 120 такий сувак (толоковий) виображено в середньому положенні (вгорі) і в момент початку впуску (внизу). Цей сувак працює із внутрішнім впуском пари трьома рядами вікон у суваковому утулку. Перекривок e' робиться значно меншим за основний (розрахунковий) перекривок e, для того, щоб у момент початку впуску канал, що підводить пару в циліндер, був би відкритий у достатній мірі. Випуск пари в цьому суваку ординарний, а в суваку, виображеному на фіг. 121, — подвійний. Останній сувак, як і на фіг. 118, працює також з перепуском пари.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Толокові суваки типу гохвальдівського дуже підхожі для роботи в машинах з дуже високим тиском пари.



Фіг. 121. Гохвальдівський сувак для циліндра низького тиску сторчової машини потрійного розширення виробні A. Borsig.

§ 51. Вирівнювання мір наповнення в порожнинах циліндра

Якщо сувак установити симетрично відносно сувакової ковзанки, то він дає різні міри наповнення в обох порожнинах циліндра. З боку покришки втворюється більше наповнення, а з боку корби — менше.

Це пояснюється конечною довжиною гонка, при чому різниця наповнень буде то більша, що коротший гонок.

Ми до цього часу говорили про роботу пари в лівій порожнині циліндра, будуючи індикаторну й сувакову діяграми ввесь час для цієї порожнини.

Щоб дослідити впуск пари в ліву порожнину циліндра є верхнє цайнерівське коло, а для дослідження випуску — нижнє коло.

А якщо говорити про праву порожнину циліндра, то індикаторну діяграму треба нарисувати в зворотному напрямі, і цайнерівські кола треба поміняти місцями. Нижнє коло буде призначене для впуску пари в праву порожнину, а верхнє — для випуску пари.

Припустімо, що сувак симетричний, себто перекривки для обох порожнин однакові.

Якщо гонок має безконечно велику довжину, то зсов толока для того або того кута повороту корби можна визначити, коли з положення пальця корби спустити нормалю на діяметр. Наприклад, для положення корби OG у момент відсічі зсов толока вимірятиметься відтинком AE. Відношення відтинка AE до всього ходу толока являє собою міру наповнення

$$\varepsilon = \frac{AE}{AB}$$

Для правої порожнини момент відсічі відповідає положенню корби OG_1, і міра наповнення виміряється відношенням $\frac{BF}{AB}$, при чому цілком очевидно, що $BF = AE$, себто міра наповнення в обох порожнинах однакова.

Через те що в дійсності гонок має конечну довжину, то, як відомо, коли корба перебуває в точці G, толок не буде в точці E. Щоб визначити дійсне положення толока, слід момент відсічі перенести на поземий діяметр за допомогою дуги кола з радіюсом L (довжина гонка) і, таким чином, толок у момент

НБ УДУНТ (ДІТ)

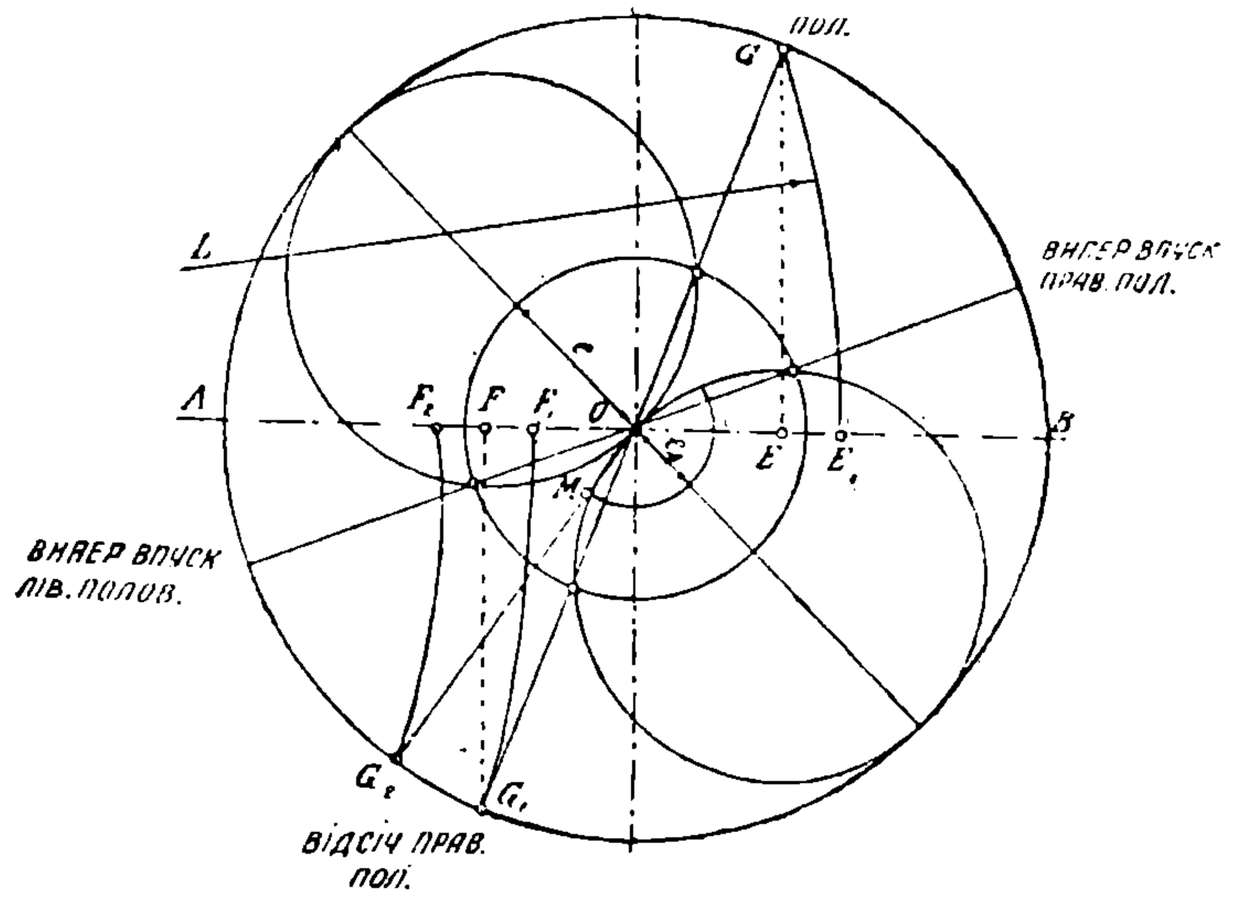
відсічі буде не в точці E, а в точці E_1, і міра наповнення вимірятиметься відношенням

$$\frac{AE_1}{AB} = \epsilon_1;$$

до того ж

$$\epsilon_1 > \epsilon$$

Щодо правої порожнини циліндра, то тут міра наповнення менша за ϵ, бо



Фіг. 122. Вирівнювання мір наповнення.

толок буде в момент відсічі в точці F, і міра наповнення:

$$\epsilon_2 = \frac{BF_1}{AB},$$

до того ж

$$\epsilon_2 < \epsilon < \epsilon_1.$$

Щоб вирівняти міри наповнення (а це конче потрібно, бо інакше робота в одній порожнині циліндра буде більша, ніж у другій), треба або зробити рівні зовнішні перекривки для кожної з порожнин, або встановити сувак несиметрично відносно ковзанки.

Ящо ми вважатимемо за нормальну міру наповнення

$$\epsilon_1 = \frac{AE_1}{AB}$$

і побажаємо таку саму міру наповнення мати в правій порожнині циліндра, то толок у момент відсічі в цій порожнині повинен бути в якійсь точці F_2, до того ж

$$BF_2 = AE_1$$

Для того, щоб толок у момент відсічі був у точці F_2, потрібно, щоб корба в цей момент була не в точці G_1, а в точці G_2, яку визначиться, коли з точки F_2 повести дугу рудіюсом L.

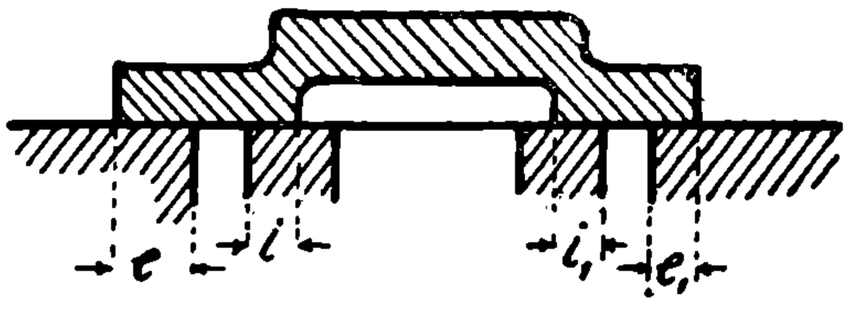
Дуга зовнішнього перекривка для правої порожнини повинна пройти через точку M.

Величина зовнішнього перекривка e_1 виходить значно менша за e.

Сувак з неоднаковими зовнішніми перекривками показаний на фіг. 123.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Такої самої зміни перекривків можна досягти зсовом сувака, розмістивши його в середньому положенні так, щоб його вісь симетрії не збігалася з віссю симетрії сувакової ковзанки; при цьому сувак повинен бути зсунутий ліворуч у напрямі покришки машини (у бік від вала) на величину x (фіг. 124).



Фіг. 123. Сувак з неоднаковими перекривками.

Щоб знайти перекривки e та e_1, які відповідають діяграмі на фіг. 122, слід вибрати

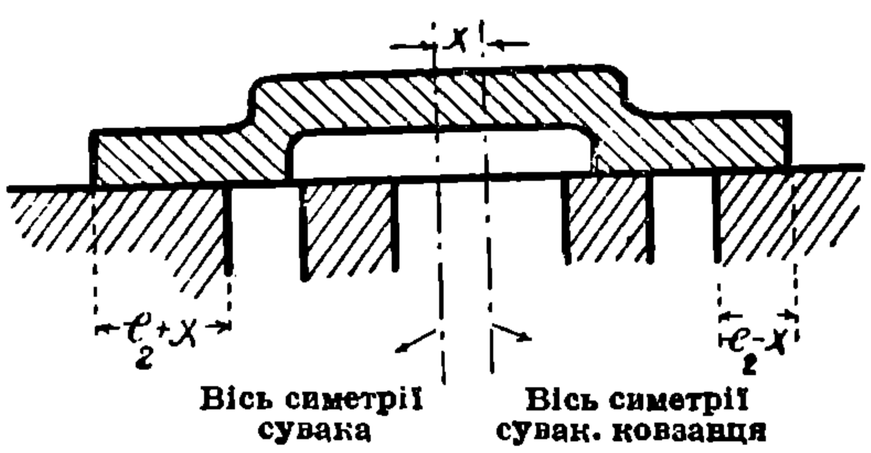
$$x = 0{,}5\ (e - e_1),$$

а сувак при симетричному встановленні його зробити з перекривками

$$e_2 = e - x = e_1 + x.$$

Після зсову сувак займатиме положення, показане на фіг. 124.

При несиметричному встановленні сувака міняються також і величини внутрішніх перекривків, що сприяє вирівнюванню мір стиску в обох порожнинах.



Фіг. 124. Зсування сувака для вирівнювання мір наповнення.

Слід відзначити, що несиметричне встановлення сувака тягне за собою нерівність попереджань упуску та випуску в обох порожнинах. Треба стежити, щоб ці величини не виходили з намічених для них меж.

Конечність ексцентрикового тягеля також впливає на неправильність пароросподілу. Проте, цим впливом можна знехтувати, з огляду на значну довжину тягеля порівнюючи з ексцентриситетом.

§ 52. Прості сувакн із змінною мірою наповнення

У тих сувакових розподілах, що ми розглянули вище, регулювання машини відбувається дроселюванням пари і є так зване я к і с н е р е г у л ю в а н н я. Об'єм пари, впусканої під час коливань обтяження залишається постійний, а міняється тиск пари, а разом із тим і спадіння тепловмісту. При такому регулюванні міра наповнення машини залишається без зміни.

Удосконаленішим регулюванням є регулювання кількісне, при якому стан пари (тиск і температура) не міняються, а збільшується або зменшується міра наповнення машини (див. § 16-б).

Найчастіше такої системи регулювання машин з простим суваком вживають у сторчових конструкціях. Міра наповнення міняється через те, що під чином регулятора змінюється величина ексцентриситета ексцентрика і його кут випереджання. Тоді середнє положення сувака відносно ковзанки залишається однакове для всіх обтяжень машини.

Застосовують різних способів зміни елементів ексцентрика. Можна, наприклад, сконструктувати ексцентрик згідно із схемою на фіг. 125.

В ексцентриковому кружалі робиться проріз, краї якого зарисковано.

Центр кружала міститься в O_1, а центр вала в O.

Ексцентриситет дорівнює $r = OO_1$

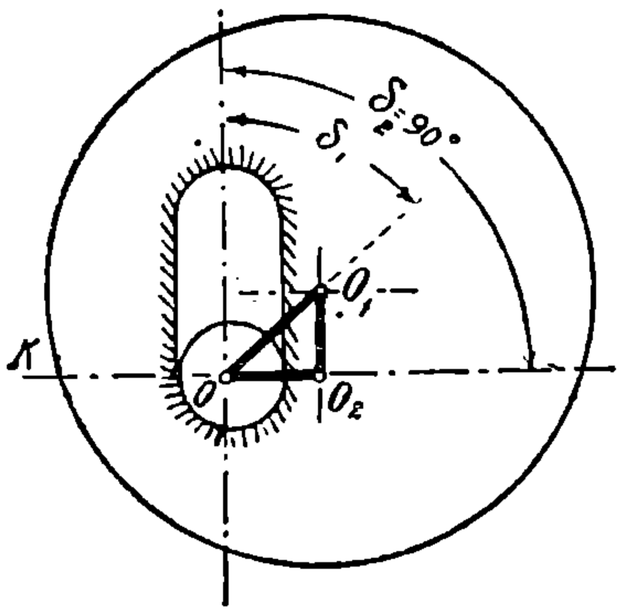
Якщо положення ексцентрика, зазначене на фіг. 125, відповідає мертвому положенню корби OK, то кут між прямою OO_1 та сторчовою віссю є кут випереджання.

Якщо ми ексцентрикове кружало спустимо так, що вал матиме нове положення відносно прорізу і центр кружала з O_1 переміститься в O_2 (переміщення

НБ УДУНТ (ДІІТ)

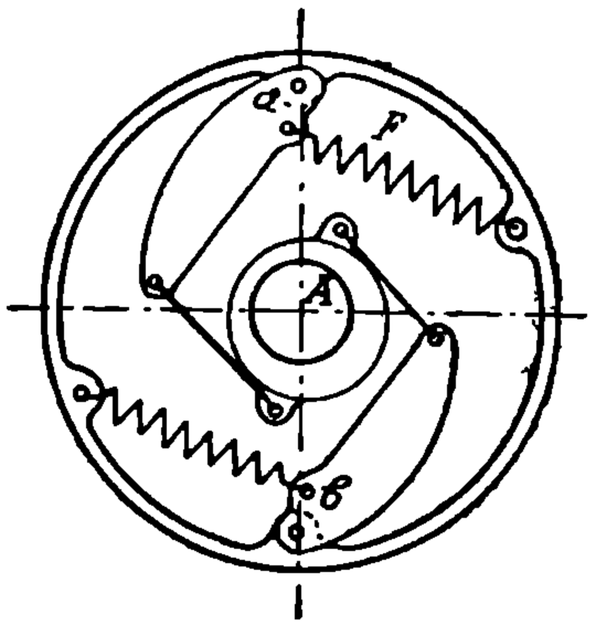
відбуватиметься по сторчовій лінії, то новий ексцентриситет $r_2 - OO_2$, а кут випереджання для цього випадку дорівнюватиме $\delta_2 = 90°$. Цілком зрозуміло, що положення OO_2 є мінімальна вартість ексцентриситета, бо, коли б кружало спустилося ще нижче, то ексцентриситет почав би збільшуватись.

Таким чином, мінімальним ексцентриситетом у цьому разі є ексцентриситет, розмічений по прямій, нормальній до лінії переміщання центра ексцентрикового кружала. Лінія, по якій переміщається центр ексцентрика, зветься **кривою вершків**. У даному разі вона пряма, але може бути й кривою лінією. Переміщення ексцентрика відносно вала може відбуватися на ходу машини: це переставляння роблять за допомогою регулятора. Якщо треба збільшити міру наповнення машини, що звичайно зв'язане із збільшенням ексцентриситета, то регулятор і встановляє кружало відносно вала так, щоб ексцентриситет збільшився. Якщо обтяження зменшується, то, коли збільшується число обертів машини, регулятор спускає кружало, ексцентриситет при цьому зменшується, знижуючи й міру наповнення.

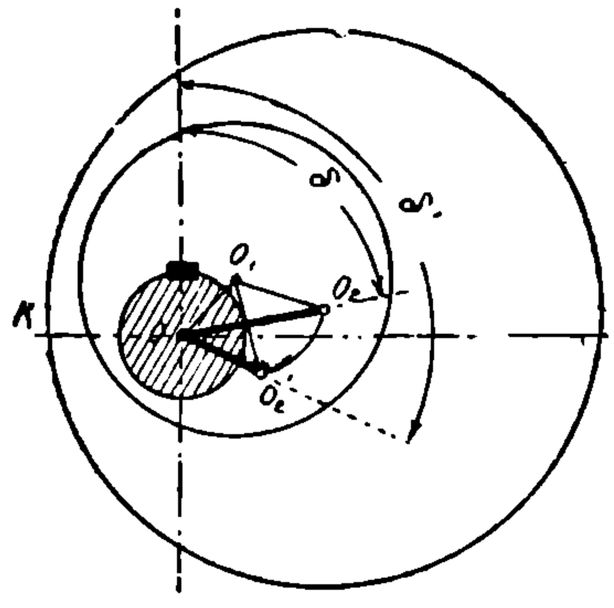


Фіг. 125. Схема ексцентрика із змінним ексцентриситетом.

Регулятор, що в цих випадках вживається, має своєрідну конструкцію й зветься плоским або вісним регулятором (фіг. 126). Встановляють його на валу машини поруч із ексцентриком. У кожусі регулятора (звичайно чавунним)



Фіг. 126. Схема плоского регулятора.



Фіг. 127. Схема ексцентрика із змінним ексцентриситетом.

є один або частіше два тягарі (довільної форми). Ці тягарі почеплено до корпусу регулятора: один у точці a, а другий в симетричній точці b. Пружини F намагаються встановити тягарі в крайні внутрішні положення. Коли машина починає працювати, то, в міру збільшення числа обертів, тягарі розходяться. До того ж вагу тягарів і силу пружини розраховано так, щоб при максимальному числі обертів тягарі розходились би до дотику з кожухом регулятора. Тягарі важелевою або кулісною передачею зв'язані з ексцентриковим кружалом; пересув тягарів спричиняє зсов (або повертання) кружала відносно вала машини. При цьому, звичайно, регулятор і передача повинні бути так сконструктовані, щоб центр ексцентрика переміщався по заданій кривій вершків.

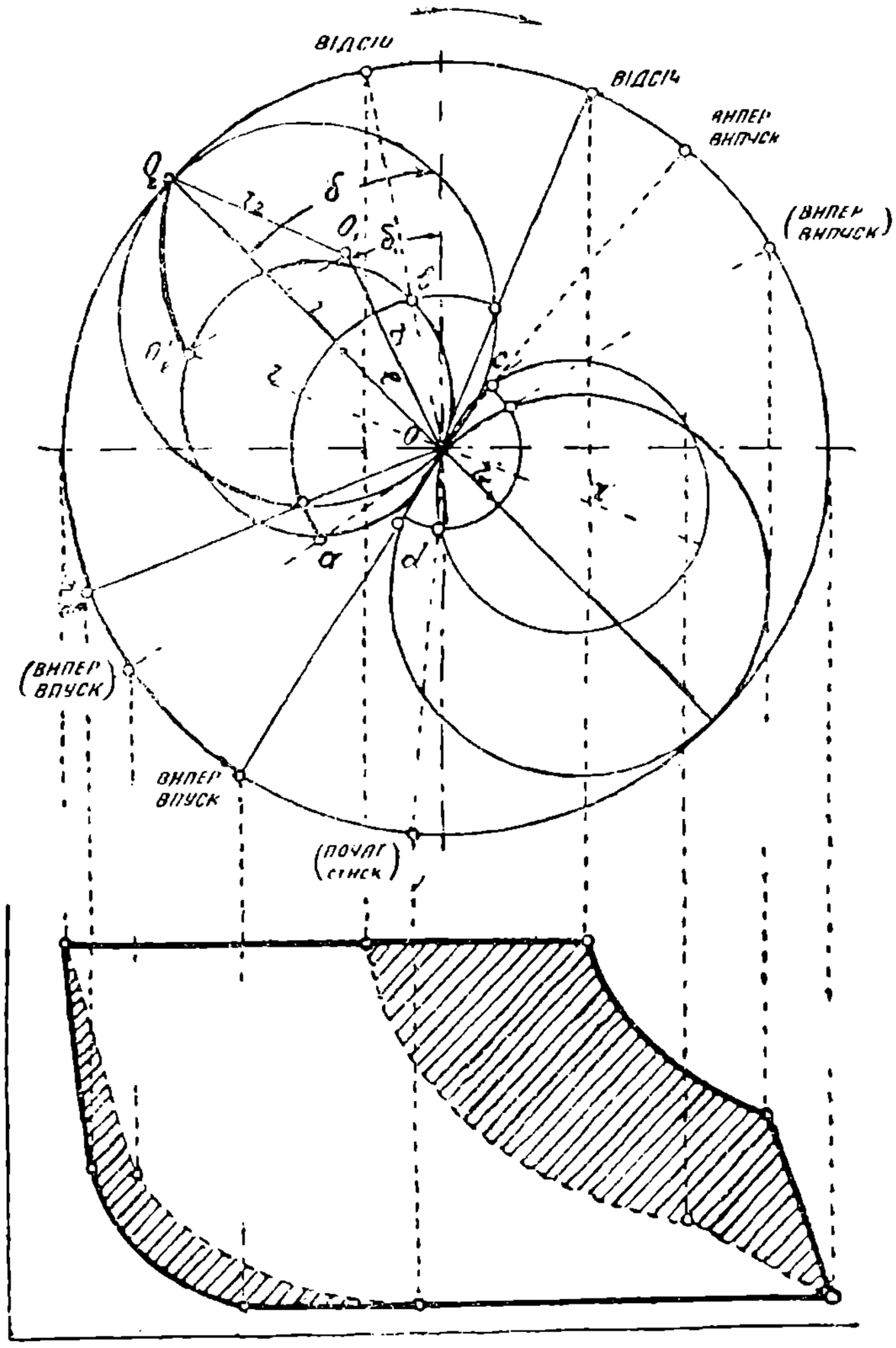
Відзначимо ще одну дуже розповсюджену схему ексцентрика з перемінним кутом випереджання та ексцентриситетом (фіг. 127).

На валу машини заплішене ексцентрикове кружало з центром в O_1. Це ексцентрикове кружало охоплює друге кружало, на яке надягнений вірвант.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Таким чином утворюється система двох ексцентриків: один внутрішній заплішений на валу, а другий зовнішній може обертатися на внутрішньому.

Центр вала міститься в точці O. Тому ексцентриситет першого ексцентрика відносно вала дорівнює $OO_1 = r_1$. Другий ексцентрик має центр у точці O_2.



Фіг. 128. Індикаторна та Цайнерова діяграми для сувака із змінною мірою наповнення: 1) початок стиску; 2) попереджання впуску; 3) відсіч; 4) попереджання випуску.

Це означає, що відносно центра O_1 його розташовано з ексцентриситетом $r^2 = O_1O_2$. А коли розглядати обоє кружал, як один ексцентрик, то ексцентриситет системи відносно до вала становитиме $r = OO_2$.

Під впливом регулятора зовнішнє кружало може повертатися, ковзаючись по внутрішньому. При цьому точка O_2 (центр зовнішнього кружала) описуватиме дугу біля точки O_1. Припустімо, що центр зовнішнього кружала з O_2 переміститься в O'_2. Тоді ексцентриситет зовнішнього кружала відносно точки O_1 займе положення $O_1O'_2$, а вислідний ексцентриситет буде дорівнювати $OO'_2 = r' < r$.

Якщо головна корба машини перебуває в мертвому положенні OK, то кут між прямою OO_2 та сторчовою віссю дорівнює кутові випередження δ.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Кут випереджання ексцентриситета OO'_2 позначено через δ'.

Легко бачити, що $\delta' > \delta$.

За криву вершків у розглянутому розподілі є дуга кола $O_2O'_2$.

Припустімо, що нам відомий ексцентриситет першого ексцентрика r_1 (що ми позначимо через OO_1) та його кут випереджання δ_1.

Відкладімо ці величини на цайнерівській діяграмі (фіг. 128). Кут випереджання цього ексцентрика залишається постійний, бо його заклинцьовано на валу. Припустимо, що другий ексцентриситет має напрям O_1O_2. Ці два ексцентрики, складені за правилом паралелограма, дають вислідний ексцентриситет $r = OO_2$ з кутом випереджання δ (завжди на цайнерівській діяграмі кути випереджання відкладають у бік протилежний до дійсного положення). Коли положення ексцентриків один відносно одного було б незмінне, то ми могли б дослідити такий розподіл за допомогою цайнерівської діяграми, побудованої для ексцентриситета r та кута випереджання.

Будемо вважати, що внутрішній і зовнішній перекривок задані (c та i). Ці величини не можуть змінятися під час регулювання машини, тому що вони обумовлені розмірами самого сувака. Виобраз перекривків на діяграмі дає нам основні моменти пароросподілу. Відзначимо положення корби під час попереджання впуску, відсічі, попереджання випуску, та початку стиску.

Тепер припустімо, що наша система зазнає впливу регулятора, який повертає зовнішній ексцентрик по внутрішньому, змінюючи величину й напрям вислідного ексцентриситета.

Крива вершків пароросподілу являє собою коло, описане радіюсом O_1O_2 з точки O_1. Припустімо, що регулятор пересуне точку O_2 в точку O'_2, і значить O_1O_2 займе положення $O_1O'_2$. У такому разі вислідний ексцентриситет стане рівним із $r' = OO'_2$. Ми можемо дослідити пароросподіл за допомогою нової цайнерівської діяграми, в якій ексцентриситетом є r', з відповідним кутом випереджання.

Тому, на r', як на діяграмі, спишемо цайнерівське коло. Продовживши дугу зовнішнього перекривка так, щоб вона перетиналася з новим цайнерівським колом, знайдемо положення корби в момент попереджання впуску та в момент відсічі (по точках a і b). Ці положення нарисовано крапчаковими лініями, написи, що до них стосуються, замкнені в дужки. Відзначімо, що попереджання впуску збільшилося, що не завжди бажане.

Щоб дослідити випускний розподіл, продовжимо діяметр r' у нижнє півколо й опишемо цайнерівське коло для випуску. Відзначимо перетин цього кола з дугою внутрішнього перекривка (в точках c і d). Напрям корби по O_c покаже момент початку випуску, по Od — початку стиску.

Із рисунка видно, що попереджання випуску збільшилося і стиск починається раніше.

Пов'яжімо тепер цайнерівську діяграму з індикаторною.

Для початкового положення (ексцентриситет r) ми маємо індикаторну діяграму, нарисовану суцільними лініями (фіг. 128). Зменшеному ексцентриситетові r' відповідає крапчакова діяграма. Порівнюючи з першою, міра наповнення зменшилася й попереджання випуску, початок стиску, попереджання впуску відбуваються раніше.

Площа діяграми зменшується з двох боків, себто регулювання чинить дуже енергійно й швидко змінює потужність машини.

Загальний вигляд машини з пароросподілом розглянутого типу подано в частині IX.

§ 53. Пароросподіл подвійними суваками

Як уже зазначалося, за допомогою простих суваків не можна дійти малої міри наповнення. Це саме стосується й суваків, розглянутих у попередньому параграфі. Тому в усіх випадках, коли сутню вагу має не простота машини,

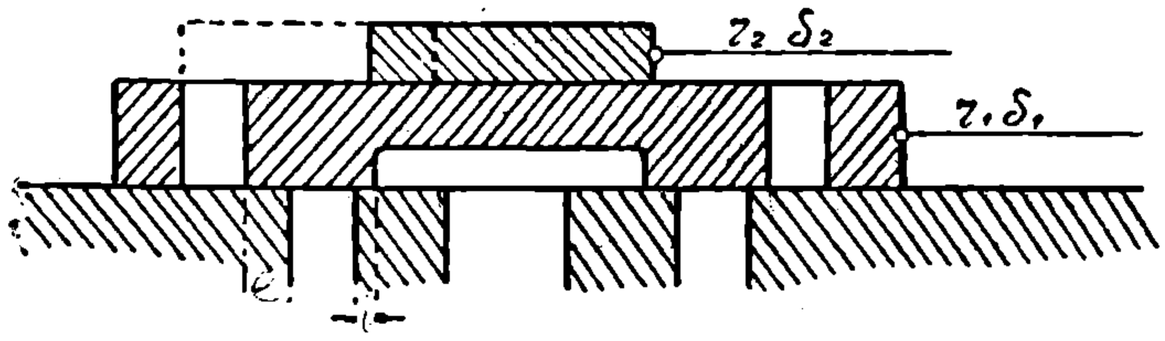
НБ УДУНТ (ДІТ)

а витрата пари, доводиться застосовувати складніших розподілів, що допускають роботу з малою мірою наповнення.

Із сувакових розподілів до таких належать подвійні сувaки. Схему подвійного сувака виображено на фіг. 129.

На суваковій ковзанці, яка має такий самий вигляд, як і для простого сувака, може пересуватися так званий основний сувак.

Руху йому надає ексцентрик з ексцентриситетом r_1 та кутом випереджання δ_1.



Фіг. 129. Схема подвійного сувака.

Цей сувак здійснює розподіл майже так само, як і звичайний, тільки з тою різницею, що пара під час впуску в циліндер проходить вікном у суваку, що своєю довжиною (нормально до порожнини рисунка) збігається з довжиною канала в ковзанці.

Ширину останнього канала ми позначимо, як і раніше, a, віддалення від окрайка вікна в суваку до зовнішнього окрайка канала, що в зовнішній перекривок, через e. Щодо внутрішнього перекривка i, то він матиме те саме значення, що й у простому суваку.

Тому, якби на основному суваку не було, показаної на рисунку, платівки, то розподіл відбувався б таким самим способом, як і за допомогою сувака: коли основний сувак зсунеться праворуч на величину e, почнеться впуск пари в канал; коли сувак, рухаючись ліворуч, відійде від свого середнього положення на величину не буде відсіч.

Аналогічно буде й відносно випуску: коли сувак пройде, рухаючись ліворуч, шлях i, то почнеться випуск; а коли сувак, рухаючись назад, закриває канал, себто не дійде на величину i до середнього положення, то почнеться стиск пари.

Наявність платівки над основним суваком не впливає на моменти попереджання впуску і випуску та початку стиску.

Різницю подвійного сувака порівнюючи з простим помітно на моменті відсічі, яким керують за допомогою розширного сувака, що рухається по основному; цей розширний сувак зветься іноді платівкою. Розширному сувакові надає руху самостійний ексцентрик з ексцентриситетом r_2 та кутом випереджання δ_2.

Ексцентриситети r_1 та r_2 мало відрізняються своєю величиною один від одного, а кут випереджання δ_2 звичайно більший за δ_1.

Наявність платівки впливає на пароподіл так: коли основний сувак рухається праворуч і тримає впускний канал відкритим, — платівка, рухаючись ліворуч, може в деякий момент, коли канал у ковзанці буде ще сполучений із вікном в основному суваку (і, значить, відбуватиметься впуск пари), перекрити вікно, зайнявши на основному суваку положення, нарисоване на фіг. 129 крапчаком.

Упуск пари в циліндер, таким чином, припиниться раніше, ніж це було б, тоді якби не було платівки.

Легко зміркувати, що як довша буде платівка, то раніше закриється вікно (відсіч) і то менша буде міра наповнення.

Часто платівку роблять із двох частин, що мають змогу зсуватися й розсуватися (див. фіг. 133).

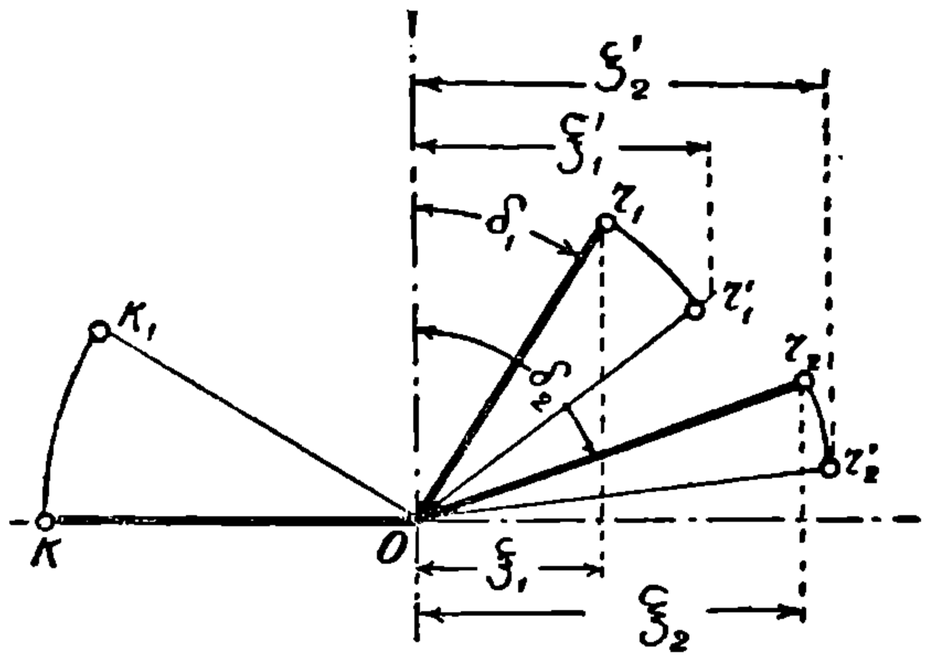
НБ УДУНТ (ДІТ)

Коли частини платівки всуваються, відстань від краю платівки до зовнішнього окрайка вікна збільшується і міра наповнення збільшується. Розсуваючи платівки, ми зменшуємо міру наповнення.

Розглянемо схему корбової діяграми (фіг. 130). Відзначімо мертве положення OK головної корби.

Припустімо, що основний сувак набував руху від ексцентрика з ексцентриситетом r_1 і кутом випереджання δ_1, а розширний сувак від ексцентрика з ексцентриситетом r_2 і кутом випередження δ_2.

При мертвому положенні головної корби зсов основного сувака із середнього положення дорівнюватиме ξ_1 — проекції r_1 на позему вісь, а зсов розширного сувака із середнього положення дорівнює ξ_2 — проекції r_2 на позему вісь.



Фіг. 130. Схема пліщення ексцептриків подвійного сувака

Під час дослідження сумісного руху суваків сутнім є відносне переміщення розширного сувака відносно основного, як вважати останній за нерухомий.

Величини ξ_1 та ξ_2 виміряють зсування обох суваків відносно нерухомої ковзанки. Зсов розширного сувака відносно основного (відносний зсов):

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1$$

Цього співвідношення додержують для перших-ліпших положень головної корби. Якщо остання повернеться до напряму OK_1, то на такий самий кут повернуться обидва ексцентриситети. Вони займуть положення, відзначене тонкими лініями (фіг. 130). Зсов основного сувака дорівнює ξ'_1, а зсов розширного $-\xi'_2$; а відносний

$$\xi'_0 = \xi'_2 - \xi'_1$$

(Коли трапиться, що $\xi'_1 > \xi'_2$, то тоді $\xi'_0 = \xi'_1 - \xi'_2$).

Найдемо зв'язок між відносним переміщенням платівки та елементами обох ексцентриків.

Рівняння руху основного сувака має вигляд:

$$\xi_1 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha),$$

Рівняння руху розширного сувака:

$$\xi_2 = r_2 \sin(\delta_2 + \alpha),$$

— відносний зсов — дорівнює різниці цих величин, себто

$$\xi_0 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha) - r_2 \sin(\delta_2 + \alpha),$$

або

$$\xi_0 = r_1 \sin\delta_1 \cos\alpha + r_1 \sin\alpha \cos\delta_1 - r_2 \sin\delta_2 \cos\alpha - r_2 \sin\alpha \cos\delta_2$$

Винесемо за дужки $\cos\alpha$ та $\sin\alpha$:

$$\xi_0 = \cos\alpha(r_1 \sin\delta_1 - r_2 \sin\delta_2) + \sin\alpha\,(r_1 \cos\delta_1 - r_2 \cos\delta_2) \qquad (A)$$

Припустимо, що

$$r_1 \sin\delta_1 - r_2 \sin\delta_2 = \rho \sin\delta_0 \qquad (B)$$

$$r_1 \cos\delta_1 - r_2 \cos\delta_2 = \rho \cos\delta_0 \qquad (C)$$

Для того, щоб з'ясувати реальну вартість ρ та δ_0 піднесемо до квадрата останні двоє рівнянь і складемо їх:

$$r_1^2 \sin^2\delta_1 - 2r_1 r_2 \sin\delta_1 \sin\delta_2 + r_2^2 \sin^2\delta_2 + r^2_1 \cos^2\delta_1 - 2r_1 r_2 \cos\delta_1 \cos\delta_2 + r^2_2{}' \cos^2\delta_2 = \rho^2 (\sin^2\delta_0 + \cos^2\delta_0).$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Або

$$r_1^2 (\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1) + r_2^2 (\sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2) - 2r_1 r_2 (\sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2) = \rho^2 (\sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0)$$

Беручи на увагу, що:

$\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1 = \sin^2 \delta_2 + \cos^2 \delta_2 = \sin^2 \delta_0 + \cos^2 \delta_0 = 1$ та $\sin \delta_1 \sin \delta_2 + \cos \delta_1 \cos \delta_2 = \cos (\delta_2 - \delta_1)$,

ми знайдемо:

$$r_1^2 - 2r_1 r_2 \cos (\delta_2 - \delta_1) + r_2^2 = r^2_2 = \rho^2$$

Щодо δ_0, то його легко визначити, коли поділити рівняння (B) на рівняння (C):

$$\operatorname{tg} \delta_0 = \frac{r_1 \sin \delta_1 - r_2 \sin \delta_2}{r_1 \cos \delta_1 - r_2 \cos \delta_2}$$

Перепишемо рівняння (A), підставивши в нього прийняті за рівнянням (B) та (C) величини:

$$\xi_0 = \rho \sin \delta_0 \cos \alpha + \rho \cos \delta_0 \sin \alpha,$$

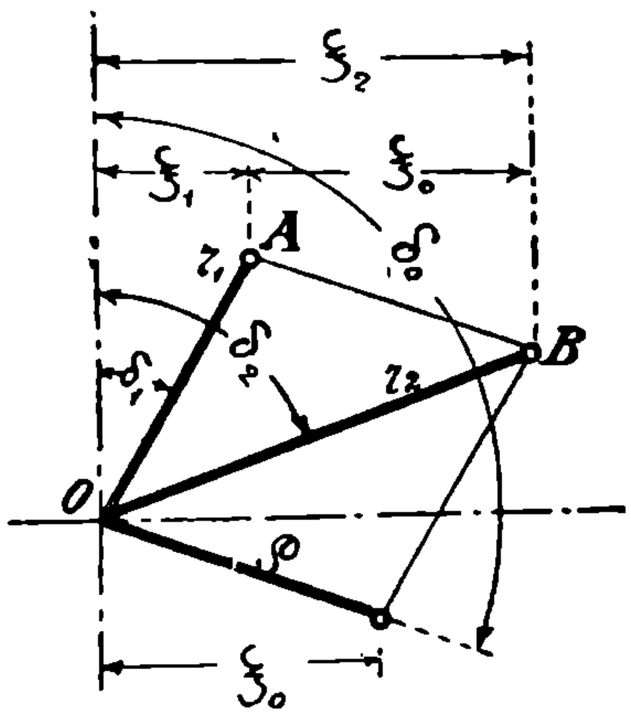
або

$$\xi_0 = \rho \sin (\delta_0 + \alpha),$$

себто відносний зсов також підлягає рівнянню зсовові сувака.

Можна припустити, що відносний зсов платівки нібито відбувається під чином якогось фіктивного ексцентрика з ексцентриситетом ρ та кутом випереджання δ_0.

Цей ексцентриситет і його кут випереджання мають певні вартості, які легко графічно зв'язати з ексцентриситетом r_1 та r_2.



Фіг. 131. Знаходження фіктивного ексцентриситету.

Для цього вернемося до корбової діяграми (фіг. 131).

Ексцентриситети r_1 та r_2 дають зсов ξ_1 та ξ_2 відносно нерухомої ковзанки.

Відносний зсов буде поданий відтинком

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1$$

Але ξ_0 ми матимемо також, коли побудуємо паралелограм, в якому r_2 править за діягоналю, а r_1 за один із боків.

Тоді проєкція другого боку (AB або ρ) паралелограма на повему вісь також дорівнює ξ_0.

Легко помітити, що здобута графічним способом величина цілком збігається з тією формулою, яку ми вивели аналітично.

Дійсно, з трикутника OAB, бік

$$AB = \rho = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos (\delta_2 - \delta_1)}$$

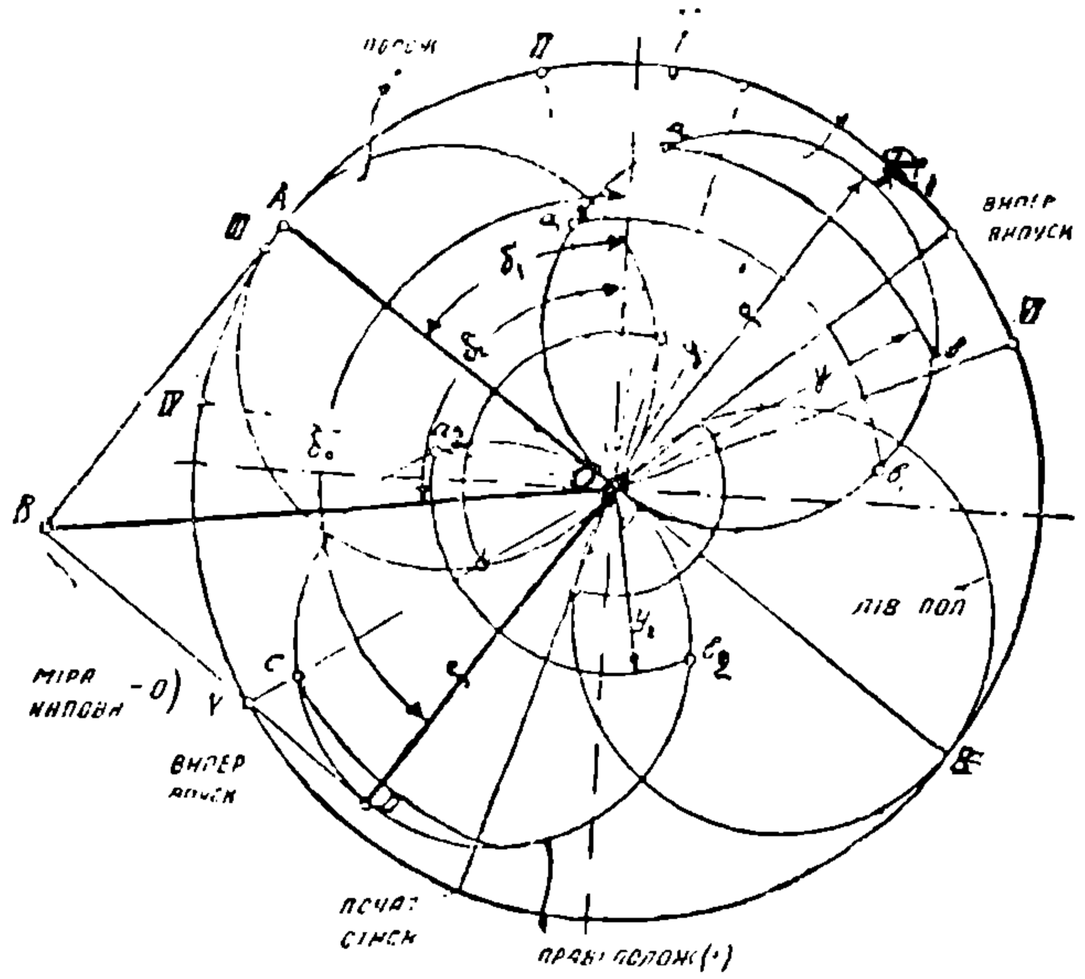
Отже, щоб здобути фіктивний ексцентриситет, за допомогою якого далі ми будемо досліджувати пароросподіл, треба побудувати паралелограм, в якому за діягоналю править розширний ексцентриситет, а за один із боків — основний ексцентриситет. Тоді другий бік паралелограма дасть величину й напрям (кут δ_0) фіктивного ексцентриситета.

Під час дослідження пароросподілу за допомогою цайнерівської діяграми, треба побудувати її для ексцентриситета ρ. Побудову показано на фіг. 132. Припустімо, що OA являє ексцентриситет r_1 основного сувака з кутом випереджання δ_1. Поводимо цайнерівські кола для основного сувака; він керує трьома моментами пароросподілу: попереджанням впуску й випуску та початком стиску.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Відкладаємо величини внутрішнього й зовнішнього перекривків e та i.

Положення попереджання впуску й випуску та початку стиску при цьому визначається остаточно, бо наявність розширного сувака на них не впливає.



Фіг. 132. Цайнерова діяграма для подвійного сувака: 1) праві положення; 2) початок стиску; 3) попереджання впуску; 4) міра наповнення; 5) відсіч осі сувака; 6) ліве положення; 7) попереджання випуску.

Щодо відсічі, то ми відзначимо те положення корби, при якому відбувається відсіч основним суваком; дійсний момент відсічі буде інший.

Припустімо, що $OB = r_2$ являє собою ексцентриситет розширного сувака з кутом випереджання δ_2.

Побудуємо паралелограм, в якому OB є діягоналя, а OA — один із боків. Для цього злучимо точку A з B і через точку O поведемо лінію, паралельну OB. Тоді ми матимемо величиною й напрямком відтинок OD, що являє собою фіктивний ексцентриситет ρ з кутом випереджання δ_0.

На відтинку OD, як на діяметрі, опишемо цайнерівське коло.

Продовживши OD у верхнє півколо, опишемо на $OD_1 = OD$ друге коло.

Таким чином, ми матимемо дві системи цайнерівських кіл; одна з діяметрами по лінії AE дає переміщання основного сувака, друга з діяметрами по лінії DD_1 — відносний зсов розширного сувака.

Раніше, ніж перейти до визначення переміщень сувака, треба умовитися щодо напрямку цих переміщень.

Коли ми досліджували розподіл простим суваком, то на верхньому цайнерівському колі ми визначали завжди зсови сувака, які відкладали праворуч від середнього положення (звичайно, коли говорити про ліву порожнину циліндра).

За допомогою нижнього кола визначали зсов сувака ліворуч від його середнього положення.

Через те що в діяграмі подвійних суваків (фіг. 132) ексцентриситет розширного сувака з кутом випереджання δ_2 відкладено в тому самому напрямку, що й ексцентриситет основного сувака (з кутом випереджання δ_1), то коло відносного ексентриситета OD, кут випереджання якого дорівнює δ_0, також указуватиме на положення сувака праворуч від його середнього положення.

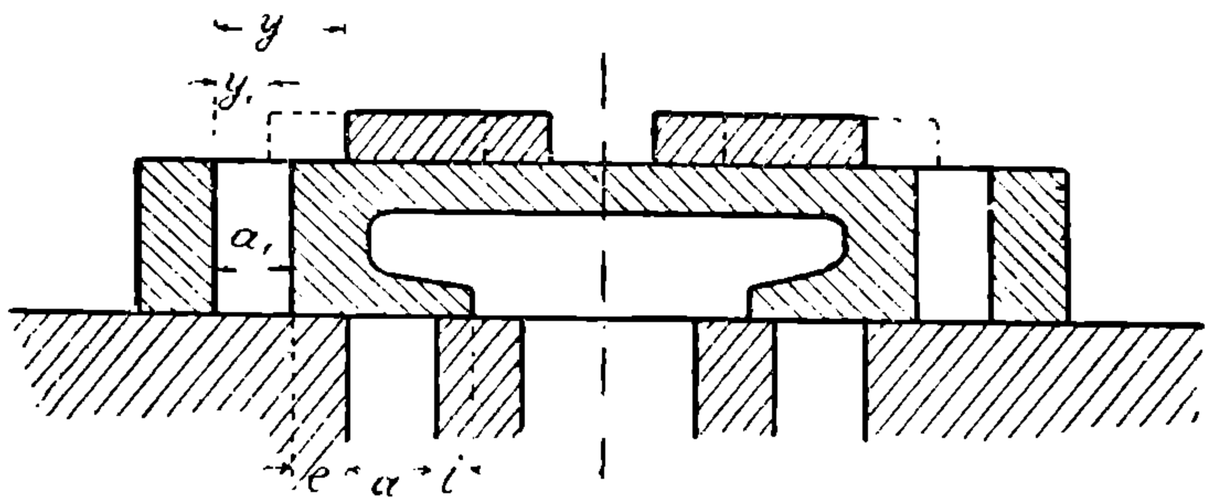
Ліві відносні положення слід шукати на верхньому відносному цайнерівському колі (OD_1).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Праві переміщення сувака будемо вважати за додатні, ліві — за від'ємні.

Таким чином, перед хордами верхнього відносного кола можна ставити знак (—), перед хордами нижнього кола — знак (+).

На схемі подвійного сувака (фіг. 133) відзначаємо зовнішній перекривок e, ширину канала в ковзанці a, внутрішній перекривок i, ширину канала в основному суваку a_1 (звичайно a_1 роблять від $0{,}8a$ до a), Позначимо віддалення від



Фіг. 133. Схема подвійного сувака.

окрайка розширного сувака до зовнішнього окрайка вікна — y.

Величина y відіграє сутню ролю під час визначення міри наповнення.

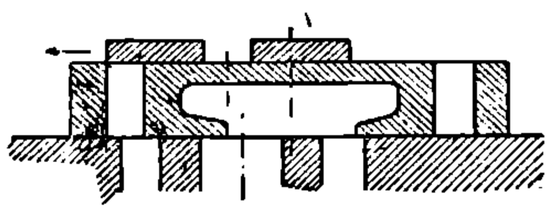
Момент відсічі буває тоді, коли в відносне положення сувака відповідає схемі на фіг. 134. Канал у ковзанці може ще сполучатися з вікном основного сувака, але розширний сувак, рухаючись у напрямку, зазначеному стрілкою, перекриває вверху вікно в основному суваку й припиняє доплив пари до циліндра.

У момент відсічі відносне положення обох суваків характеризує рівняння

$$\xi_0 = y$$

Дійсно, коли розширний сувак, рухаючись ліворуч по основному (який при відносному рухові слід вважати за нерухомий), пройде шлях y, настане момент відсічі.

На суваковій діяграмі (фіг. 132) відносні переміщення ми повинні знаходити по цайнерівському колі для ексцентриситета ρ.



Фіг. 134. Момент відсічі.

Через те, що відсіч відбувається тоді, коли розширний сувак відносно основного рухається ліворуч від середнього положення, — а таке переміщення ми вважаємо за від'ємне, — то ми повинні шукати цього переміщення на верхньому відносному колі.

Щоб визначити положення корби, при якому відносний зсов дорівнюватиме величині y, із центра діяграми, себто в точки O радіюсом y опишемо дугу. Ця дуга перетне цайнерівське коло в двох точках a та b. У кожному з положень корби Oa та Ob: $\xi_0 = y$. Щоб розв'язати питання, яке з цих положень відповідає моментові відсічі, зазначимо, що відсіч відбувається тоді, коли величина ξ_0 збільшується.

На діяграмі збільшенню ξ_0 відповідає півколо OaD_1.

Тому положення корби в момент відсічі повинно проходити через точку a. Міра наповнення буде менша за ту, яку дав би сам основний сувак без розширного.

Після того, як відбулася відсіч (див. фіг. 134), розширний сувак продовжуватиме свій відносний рух ліворуч і в точці D_1 (фіг. 132) досягне свого крайнього положення.

При зворотному рухові платівки ξ_0 зменшуватиметься, і в якийсь момент розширний сувак знову буде від свого середнього положення на величину y.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Це положення відповідає на Цайнеровій діяграмі точці b, в якій в основному суваку вікно знову відкривається й сполучається з простором сувакової коробки.

Проте, пара не йтиме в циліндер, бо точка b лежить за положенням відсічі основним суваком і канал у ковзанці буде перекритий.

Від положення корби OVI до OI канал в основному суваку сполучається з обсягом сувакової коробки.

Як уже зазначалося, величина y може мінятися.

За допомогою того або того механізма можна платівки, з яких складається розширний сувак, розсунути й поставити їх у крапчакове положення (фіг. 133). Величина y зменшується й стає рівною, припустімо, з y_1. У такому разі на діяграмі (фіг. 132) точки a та b перемістяться в a_1 та b_1.

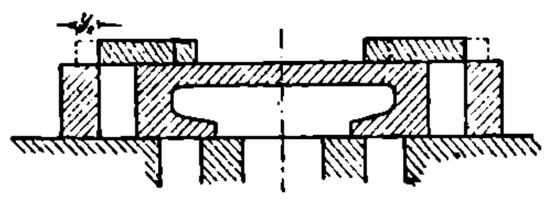
Відсіч відбуватиметься при положенні корби в OII, себто ще раніше, ніж у попередньому випадку.

Можна зробити $y = O$, себто спроєктувати сувак так, щоб при середньому положенні обох суваків платівка перекривала б канали (фіг. 135).

Відповідне положення корби $OIII$ у момент відсічі буде в цьому випадку нормальне діяметрові ρ (фіг. 132), бо $y = O$, і виходить, напрям $OIII$ повинен бути дотичний до обох відносних кіл.

Нарешті, y може бути додатний (до сього часу його слід було вважати за від'ємний), себто при середньому положенні суваків платівка може перекривати канали на величину y_2 (крапчак на фіг. 135).

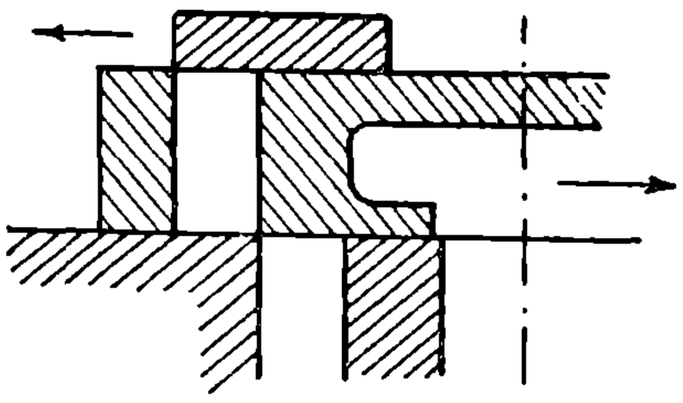
Величину $+ y_2$ ми повинні відкласти на нижньому цайнерівському колі. Повівши дугу радіюсом y_2, визначимо точки a_2 та b_2, і положення корби OVI покаже новий момент відсічі при зовсім малій м рі наповнення.



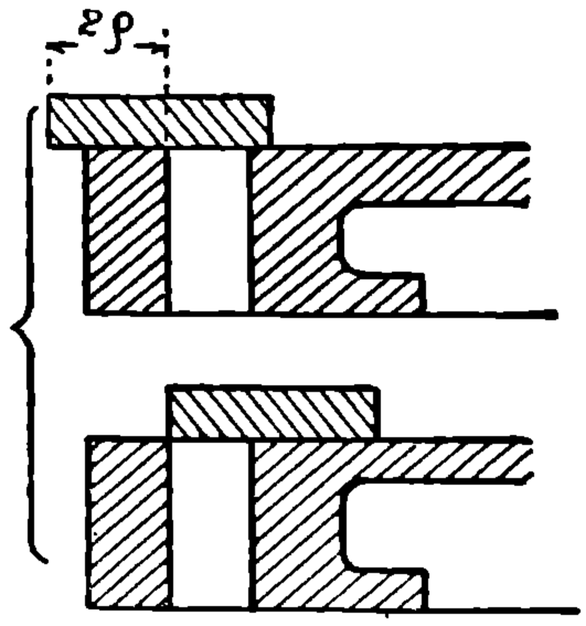
Фіг. 135. Середнє положення сувака, коли $y = O$.

Для того, щоб знайти мінімальну міру наповнення, треба взяти $y = OC$, де C —точка перетину корби в момент попереджання впуску з нижнім цайнерівським колом. Якщо $y = OC$, відсіч станеться під час положення основного сувака, що відповідає попереджанню впуску. Взаємний розполіг суваків при цьому позначено на фіг. 136.

Міра наповнення машини в цьому випадку не є абсолютно нульова, бо за той час, коли основний сувак був сполучений із сувакoвою корбою, вікно його заповнилося парою, яка й перейде в циліндер.



Фіг. 136. Збіг моментів попереджання впуску й відсічі.



Фіг. 137. Мертві положення розширення сувака, коли $y = P$.: 1) ліве мертве положення розширення сувака (вгорі); 2) праве мертве положення розширення сувака (внизу).

Щоб мати абсолютно нульову міру наповнення, y роблять рівним із ρ — в відносним ексцентриситетом. При цьому ні при яких положеннях платівки вікно в основному суваку не сполучатиметься з сувакoвою коробкою.

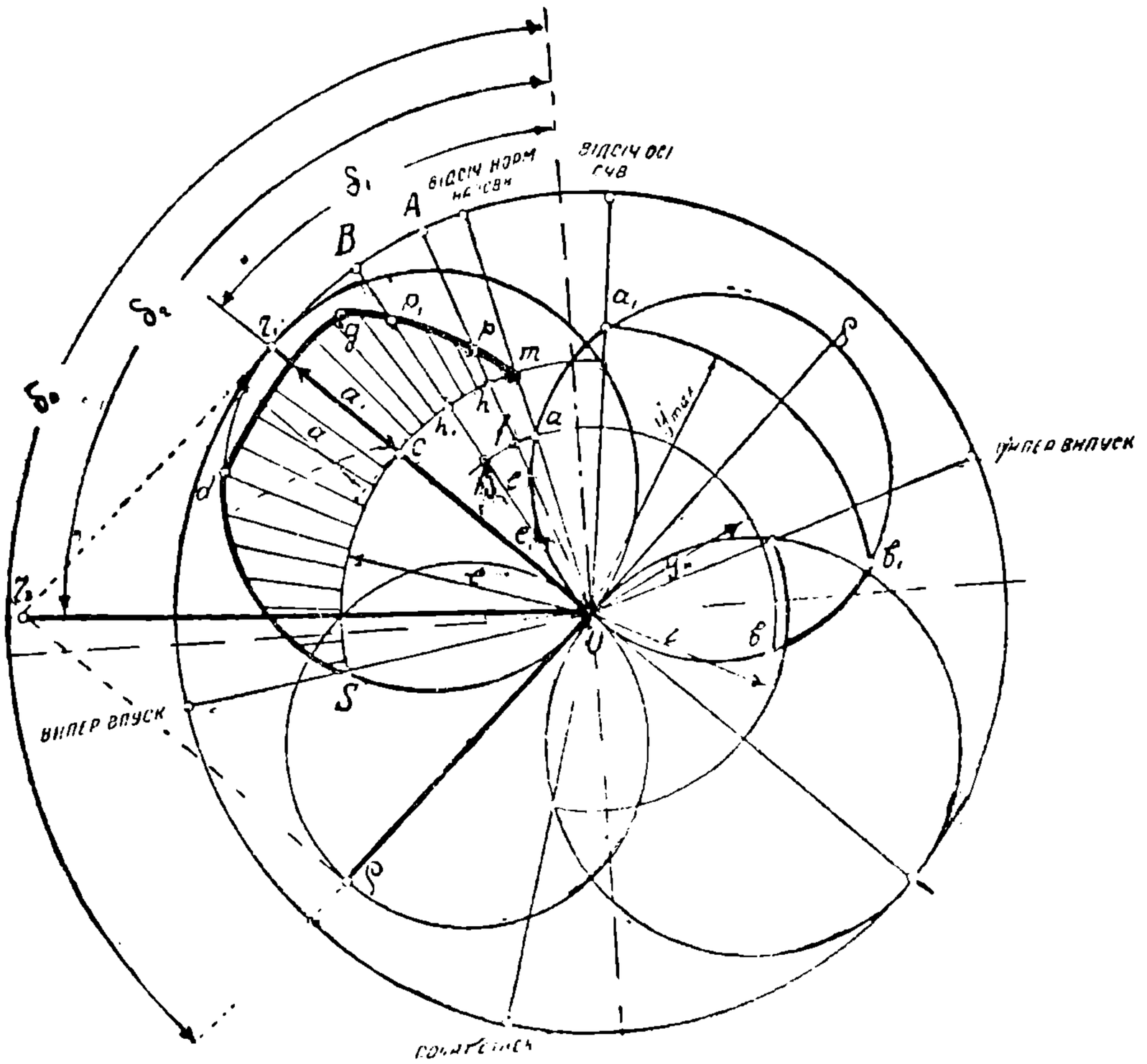
На фіг. 137 показані мертві положення розширного сувака в цьому випадку.

Під час дослідження пароросподілу слід зупинятися на мірах заповнення: нормальній, максимальній і мінімальній.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Нормальну міру наповнення визначають індикаторною діяграмою. Мінімальну вибирають відповідно до вищесказаних.

Щодо максимальної міри наповнення, то найчастіше вона залежить від

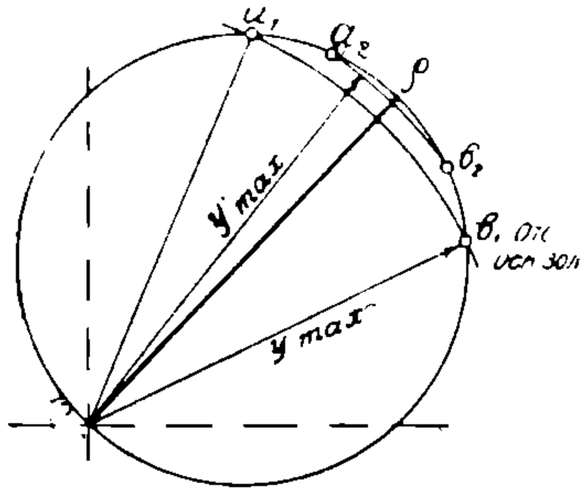


Фіг. 138. Цайнерова діяграма подвійного сувака: 1) відсіч нормального наповнення; 2) відсіч основного сувака; 3) попередження випуску; 4) початок стиску.

моменту відсічі, який дає один лише основний сувак.

Тому на фіг. 138 y_{max} вибрано рівним із Oa_1.

Проте, може вийти інша схема (фіг. 139)[1]. Положення корби під час відсічі основним суваком може бути не ліворуч від діяметра ρ, а праворуч від нього (точка b_1). Тоді y_{max} не може бути взято більше за Ob_1, і найбільша м'ра наповнення відповідатиме не моментові відсічі основним суваком, а положенню корби Oa_1.



Фіг. 139. Вибір найбільшої величини y.

Якщо вищесказане не буде виконане і y буде ще збільшено з тим, щоб відсіч сталася при Oa_2, то в точці b_2 платівка знову відкриє вікно в основному суваку, яке в цей момент вже буде злучено з каналом циліндра. У точці b_2 почнеться поворотний впуск пари, що триватиме до відсічі основним суваком у точці b_1.

Отже, максимальна міра наповнення тісно зв'язана з відсіччю основним суваком.

---

[1] На фіг. 139 виображено лише від'ємне відносне коло цайнерівської діяграми.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 54. Крива закривання вікна

Щоб оцінити досконалість пароросподілу, треба побудувати на Цайнеровій діяграмі криву закривання вікна.

Під час розподілу простим суваком, за криву закривання вікна править само цайнерівське коло. У разі подвійного сувакового розподілу побудова цієї кривої трохи складніша.

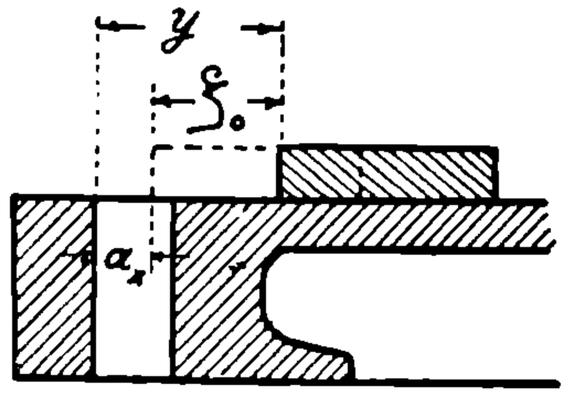
Як зазначалося вище, ширину вікна в основному суваку a_1 роблять рівною близько $0{,}8a$ (і тільки в деяких випадках дорівнює a). Канал у ковзанці через це може бути відкритий максимум на величину a_1.

Тому на цайнерівській діяграмі від точки c треба відкласти величину a_1 і повести дугу радіюсом $e + a_1$. Відкриття вікна виображається кривою Sdg (фіг. 138).

Для нормального наповнення закриття вікна буде в точці m, себто в точці перетину корби в момент відсічі з другою зовнішнього перекривка.

Величину відкриття вікна щокожного дальшого моменту при подвійних сувакових пароросподілах можна визначити аналітично.

Припустімо, що розширний сувак зсунувся з свого середнього положення на відносну величину ξ_0 (див. фіг. 140), де суцільними лініями показане середнє положення сувака, а крапчаком — після зсову на ξ_0).



Фіг. 140. Визначення величини відкривання вікна.

Відкривання вікна при цьому положенні сувака вимірюється відтинком

$$a_x = y - \xi_0$$

Користаючись цим рівнянням, знайдемо величину відкривання вікна на цайнерівській діяграмі для декількох положень корби.

Під час положення головної корби OA, напр., $\xi = Oe$ — хорді відносного цайнерівського кола (фіг. 138); y для досліджуваного наповнення дорівнює Of.

Величина відкриття вікна $a_x = Of - Oe = fe$.

Відтинок fe ми відкладемо від точки h вгору по радіюсу до точки ρ ($fe = \rho h$); точка ρ належатиме кривій закривання вікна.

Для першого-ліпшого іншого положення головної корби, напр., OB, $\xi = Oe_1$; $y = Of_1$.

Відкриття вікна $a_x = Of_1 - Oe_1 = e_1f_1$.

Відтинок $e_1 f_1$ відкладемо від точки h_1 вгору до точки p_1 : $h_1 p_1 + f_1 e_1$.

Таким чином можна знайти перше-ліпше число точок кривої закривання вікна, яка в точці g перетнеться з дугою dg.

Вікно в точці b починає закриватися, до того ж крива закривання спадає досить круто, що є цілком сприятливе: що швидше закривається вікно, то менше гальмуватиметься пара в момент відсічі і то різкіший буде обрис індикаторної ліграми.

Криві закривання вікна звичайно будують для різних наповнень, і тоді особливу увагу слід звертати на обрис цієї кривої для нормального наповнення ($y = y_н$).

Із кривої закривання вікна можна взнати про правильність спроєктованого пароросподілу. Часто трапляється, що крива закривання вікна іде так, як показано на фіг. 138 крапчаком, себто вікно не відкривається на ту величину a_1, яка призначена за розрахунком.

Після побудови кривої закривання іноди доводиться переконструктовувати розподіл, в решті спроєктований нібито правильно.

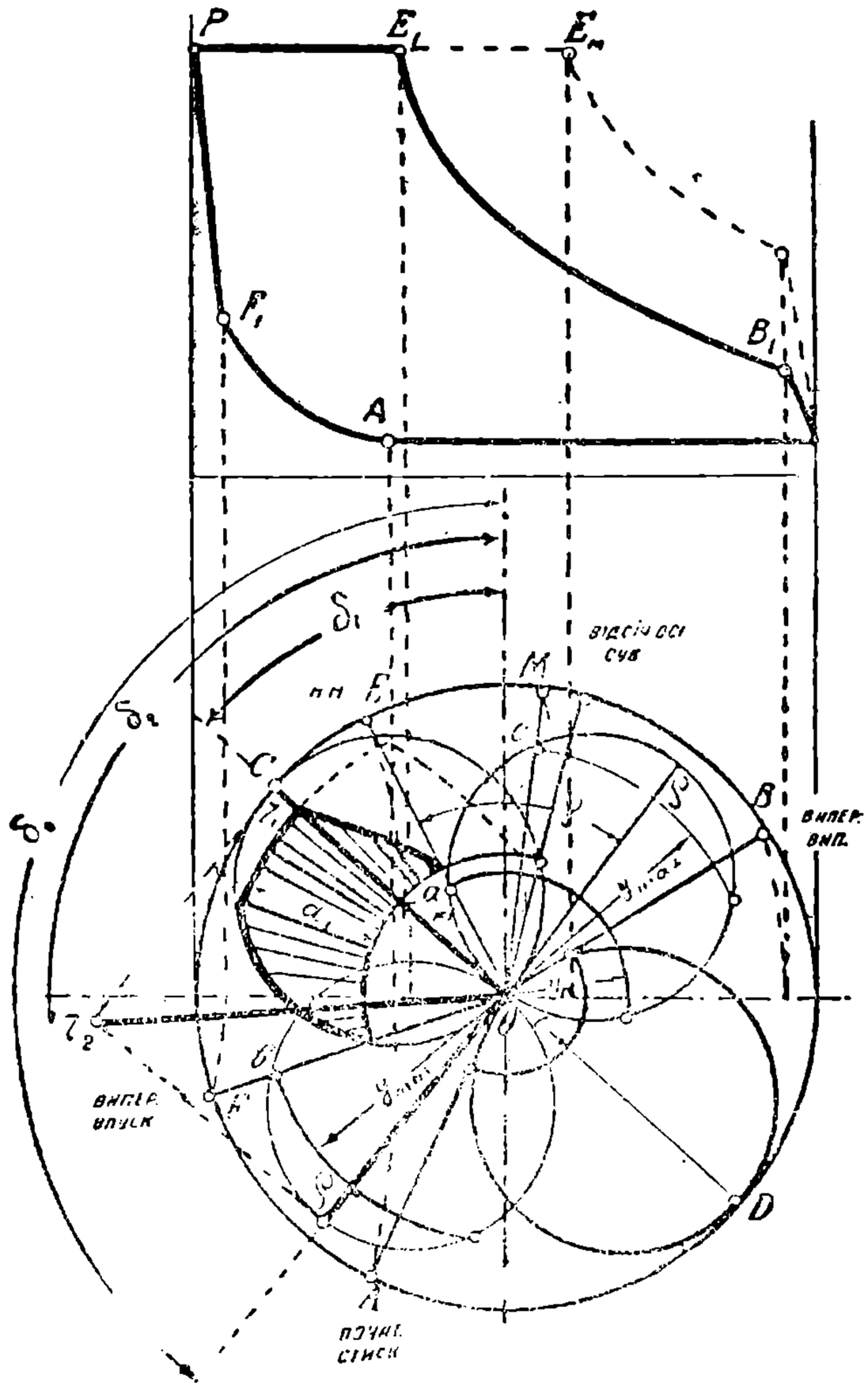
НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 55. Визначення розмірів подвійного сувака із заданої індикаторної діяграми

Заданою є індикаторна діяграма машини, на якій відзначено всі основні моменти пароросподілу[1].

Цайнерову діяграму будемо будувати тими самими способами, що й для простого сувака.

Спочатку опишемо коло обертання корби на діяметрі, що дорівнює довжині



Фіг. 141. Побудова Цайперової діяграми для подвійного сувака з індикаторної діяграми.

індикаторної діяграми. Спроєктуємо на ліяметр моменти попереджання випуску й початку стиску (фіг. 141).

Відповідні їм положення корби визначають, беручи до уваги конечність гонка, себто за допомогою дуги, радіюс якої дорівнює довжині гонка.

Діяметр цайнерівського кола основного сувака повинен ділити кут AOB пополам. Повівши лінію CD, визначаємо кут випередження δ_1 основного сувака.

---

[1] Момент відсічі повинен бути зазначений із поправкою на дроселювання пари (див. фіг. 14 та 89).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Нарисуємо обоє цайнерівських кіл для цього сувака. На нижньому колі визначаємо величину внутрішнього перекривка i, поки ще в невідомому нам мірилі.

Далі зносимо на сувакову діяграму момент попереджання впуску. Цим визначаємо величину зовнішнього перекривка e. Дуга зовнішнього перекривка показує положення відсічі основним суваком. Безумовно, це положення відсічі може не відповідати індикаторній діяграмі.

Щоб визначити r_2 та δ_2 — ексцентриситета й кута випереджання розширного сувака, найзручніше задатися ρ та δ_0 — відносним ексцентриситетом і його кутом випереджання.

Цілком доцільно вибрати:

$$\rho \cong r_1,$$

щодо кута δ_0, то тут слід керуватися такими міркуваннями: бажано, щоб відсіч відбувалася в момент найбільшої швидкости сувака, бо тоді, очевидно, гальмування пари буде найменше. А найбільша швидкість суваків має місце під час їхнього середнього полсження.

Тому бажано, щоб момент відсічі збігався хоча б приблизно із середнім відносним положенням суваків. Корба машини при середньому положенні суваків скерована нормально до діяметра відносного цайнерівського кола (ρ). Полсження корби в момент відсічі бажано через це мати нормальним до діяметра ρ.

Навпаки: для вибору напряму ρ слід повести пряму, нормальну до положення корби в момент відсічі під час нормального наповнення.

Здійснити це далеко не завжди можна, і кут γ між ρ та OE звичайно доводиться брати менший за 90° (часто 79° — 80°), особливо за великих наповнень.

Вибравши величину та напрям ρ, побудуємо паралелограм, в якому боками будуть ρ і r_1. Тоді визначаємо величину й напрям ексцентриситета розширного сувака r_2 з кутом випереджання δ_2.

Ексцентрики основного й розширного сувака надягають на вал поруч один з одним; тому і з конструктивного, і з економічного погляду бажано обидва ексцентрики виливати за одним моделем, а для цього треба щоб:

$$r_2 \leqslant 1{,}2\, r_1$$

Безумовно, виконати ці вимоги лише бажано, а не обов'язково.

Під час проєктування машини можна досягти бажаного співвідношення між r_2 та r_1 зміною кута γ й величини ρ.

Так, на фіг. 141 довелося взяти

$$\angle\, \gamma < 90° \text{ та } \rho < r_1$$

На обох ексцентриситетах ρ (додатному й від'ємному) опишемо цайнерівські кола для відносного переміщення сувака.

Тепер визначимо величину y (відстань між зовнішнім окрайком розширного сувака й вікна в основному суваку) для нормального наповнення машини.

Для цього наповнення $y_н$ визначається перетином положення корби OE при нормальному наповненні з відносним цайнерівським колом (точка a):

$$y_н = Oa$$

Цим радіюсом опишемо дугу з центра діяграми. Для того, щоб з'ясувати межі реґулювання, себто встановити наскільки слід зсувати або розсувати платівки розширного сувака, зміняючи цим величину y, — слід задатися мінімальним і максимальним наповненням машини.

За мінімальне наповнення звичайно вважають нульове, при якому відсіч відбувається в момент попереджання впуску. Тому, щоб визначити y_{min}, відзначимо точку перетину b корби в момент попереджання впуску з відносним цайнерівським колом.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Поведемо дугу радіюсом

$$Ob = y_{min}$$

Зауважмо, що y_{min} у нас додатне ($y_н$ — від'ємне), і при середньому положенні сувака платівка перекриває вікно в основному суваку на величину y_{min}.

Максимальною мірою наповнення доводиться задатися залежно від величини нормального наповнення.

Звичайно максимальне наповнення, за допомогою якого визначається потужність машини, роблять у 2 - 3 рази більшим за нормальне наповнення. За пересічну вартість для максимального наповнення слід вважати 40 - 60 %*.

Вибрану максимальну міру наповнення відзначено положенням корби OM і відповідно до нього індикаторну діяграму побудовано крапчаком.

y — для цього наповнення, як і раніше знайдемо перетином лінії OM з відносним колом у точці c. Величину y_{max} відзначимо дугою радіуса Oc.

Як і $y_н$, y_{max} є величина від'ємна, себто вікно в основному суваку при середньому положенні корби відкрите.

Тепер залишається ще перевірити спроєктований пароворозподіл на правильність відкривання вікна й, крім того, визначити мірило для діяграми.

Відкладемо від дуги зовнішнього перекривка відтинок.

$$a_1 = 0{,}8a$$

будуємо за вказівками в попередньому параграфі криві закривання вікна для нормального й максимального наповнення (останнє не обов'язково).

Безумовно потрібно, щоб максимальне відкриття вікна під час нормального наповнення було не менше за a_1.

Коли б ми вибрали під час побудови діяграми напрям $Oρ$ якраз нормальний нормальному наповненню (кут $\gamma = 90°$), то $y_н$, що в нашому випадку вимірюється відтинком Oa, дорівнював би нулеві, тому що напрямок корби, під час нормального наповнення, був би дотичний до обох відносних кіл. Середнє положення сувака для цього випадку було позначене на фіг. 135.

Будують сувакову діяграму за Мюллеровим способом за тим самим порядком, як викладено раніше (фіг 142).

Описують коло обертання головної корби, що дорівнює довжині індикаторної д і я г р а м и. Це саме коло приймають за коло обертання ексцентриситета основного сувака. За допомогою індикаторної діяграми намічають точки A, B та F. Кут AOB ділиться пополам лінією CD ($OC = r_1$). Проводять діяметр GH, нормальний до CD, і лінія FH та AB рівнобіжні GH. Цим визначаються величини перекривків e та i, а також момент відсічі основним суваком. Вибирають величину й напрям відносного ексцентриситета $ρ$. Будують паралелограм і визначають величину й напрям розширного ексцентриситета r_2. Радіусом $ρ$ описують коло й проводять діяметр KL, нормальний до $ρ$. Вибравши положення корби OM для максимального наповнення та OF для мінімального, через точки c та b поводять прямі, рівнобіжні KL; цим визначається y_{max} та y_{min}. Для нормального наповнення $y_н$ визначається перетином корби OE (момент відсічі нормального наповнення) з відносним колом у точці a.

Криву закривання вікна будують так.

На відстані a від лінії зовнішнього перекривка FN поводять пряму $dg \| FN$. Вікно закривається цілком у точці v. Решту точок кривої закривання визначають за тією самою методою, що й на Цайнеровій діяграмі. Для довільного положення OS головної корби відносний зсов $ξ_o = fh$ (нормаля з точки f на KL). Відкривання вікна в цей момент

$$a_x = y_н - ξ_o$$

Різницю цих величин відкладаємо в вигляді відтинка kl від точки k, і знаходимо відповідну точку k кривої закривання вікна.

---

* Якщо задана максимальна потужність машини, то найбільшу міру наповнення визначаємо так, як зазначено в § 19.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

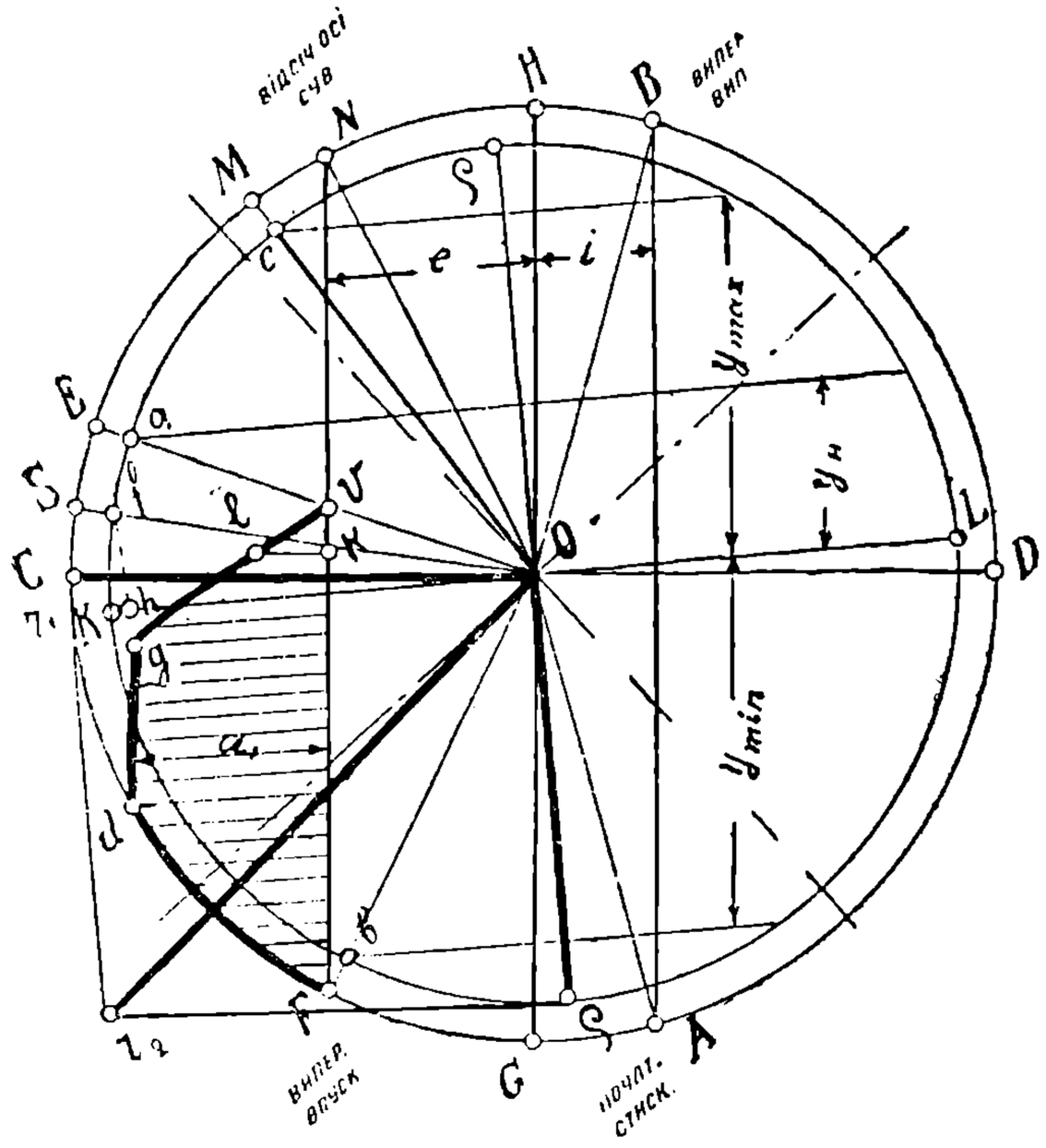
Щоб визначити мірило сувакової діяграми скористаємось тим самим способом, що й для простого сувака. З рівняння

$$Fc_m = fw$$

визначимо

$$f = \frac{Fc_m}{w},$$

де F — площа толока, c_m — пересічна швидкість толока, w — швидкість пари



Фіг. 142. Побудова Мюллерової діяграми для подвійного сувака.

під час проходження вікна в основному суваку. Величина

$$f = a_1 h,$$

де h — вишина канала, a_1 — ширина його. Канал у ковзанці роблять ширший:

$$a = \frac{a_1}{0{,}8}$$

Вартості для швидкости пари вибирають ті самі, що й для простого сувака (див. § 43), а щодо швидкости толока c_m , то для простого сувака ми мали

$$c_m = \frac{2H \cdot n}{60}$$

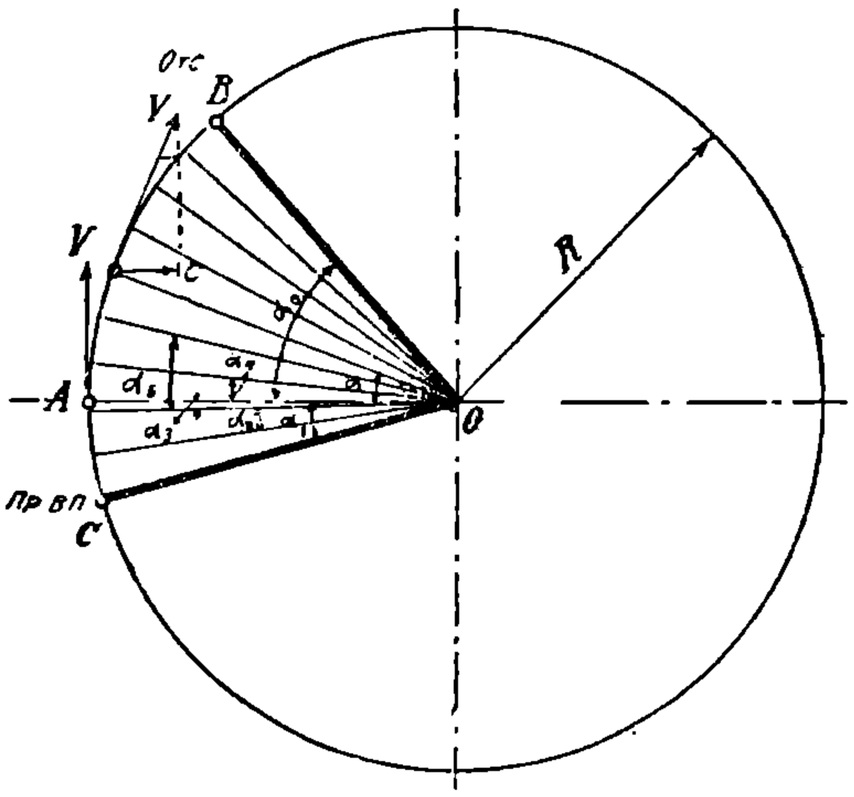
(пересічна швидкість толока протягом одного оберту машини). Проте, правильніше визначити швидкість толока як пересічну не за цілий перебіг його, а тільки за період випуску. Коли різницею між цими величинами можна було знехтувати в простих сувакових розподілах з великими мірами наповнення, то при подвійних суваках, що працюють часто із незначним наповненням, слід користатися точними вартостями швидкости c_m.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Позначімо колову швидкість обертання пальця корби v (див. фіг. 143) Як відомо,

$$v = \frac{2\pi Rn}{60}$$

Швидкість толока c у перший-ліпший момент виображається проекцією швидкости v на позему вісь. У ме твому положенні ця швидкість дорівнює нулеві. Якщо корбу повернули на кут α, то $c = v . \sin \alpha$.



Фіг. 143. Визначення пересічної швидкости толока за час впуску.

Отже, швидкість толока змінюється за синусоїдою від нуля до якогось максимуму (в середньому положенні).

Припустімо, що впуск пари припиняється під час положення корби OB. Тому, для розрахунку слід визначити пересічну швидкість толока лише на протязі лука CB. Ця швидкість буде менша за пересічну швидкість толока за час повного обертання корби.

Практичний засіб, щоб визначити пересічну швидкість толока за час впуску, полягає ось у цьому.

Кут COB між положенням корби у момент попереджання впуску й відсічі поділяється на 9 однакових частин (10 точок поділу). Із таблиць визначаємо синуси кутів між OA та точкою поділу.

Пересічна швидкість толока за час впуску

$$c_m = v . \frac{\Sigma \sin \alpha}{10} = v \frac{(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \ldots + \sin \alpha_{10})}{10}$$

Визначивши ширину вікна в основному суваку з формули

$$a_1 = \frac{f}{h}$$

(висотою вікна h задаємось), виміряємо a_1 на Цайнеровій діяграмі. Порівнянням обох величин визначається мірило діяграми.

Слід звертати увагу за величину ексцентриситетів. Звичайно повинно бути

$$r_2 < 60 \text{ мм}^*$$

Конструктивне здійснення подвійних суваків ми розглянемо на двох поширених системах: Майєра й Рідера.

§ 56. Подвійний сувак Майєрової системи

Основний сувак набуває собі руху від ексцентрика з ексцентриситетом r_1 і кутом випереджання δ_1. Ширина вікна a_1 трохи менша за ширину канала a в суваковій ковзанці.

Розширний сувак, що складається з двох платівок, має суваковий тягель з двома ґвинтовими різями—правою й лівою. Цей тягель за допомогою ексцентрикового тягеля набуває руху від ексцентрика з ексцетриситетом r_2 і кутом випереджання δ_2.

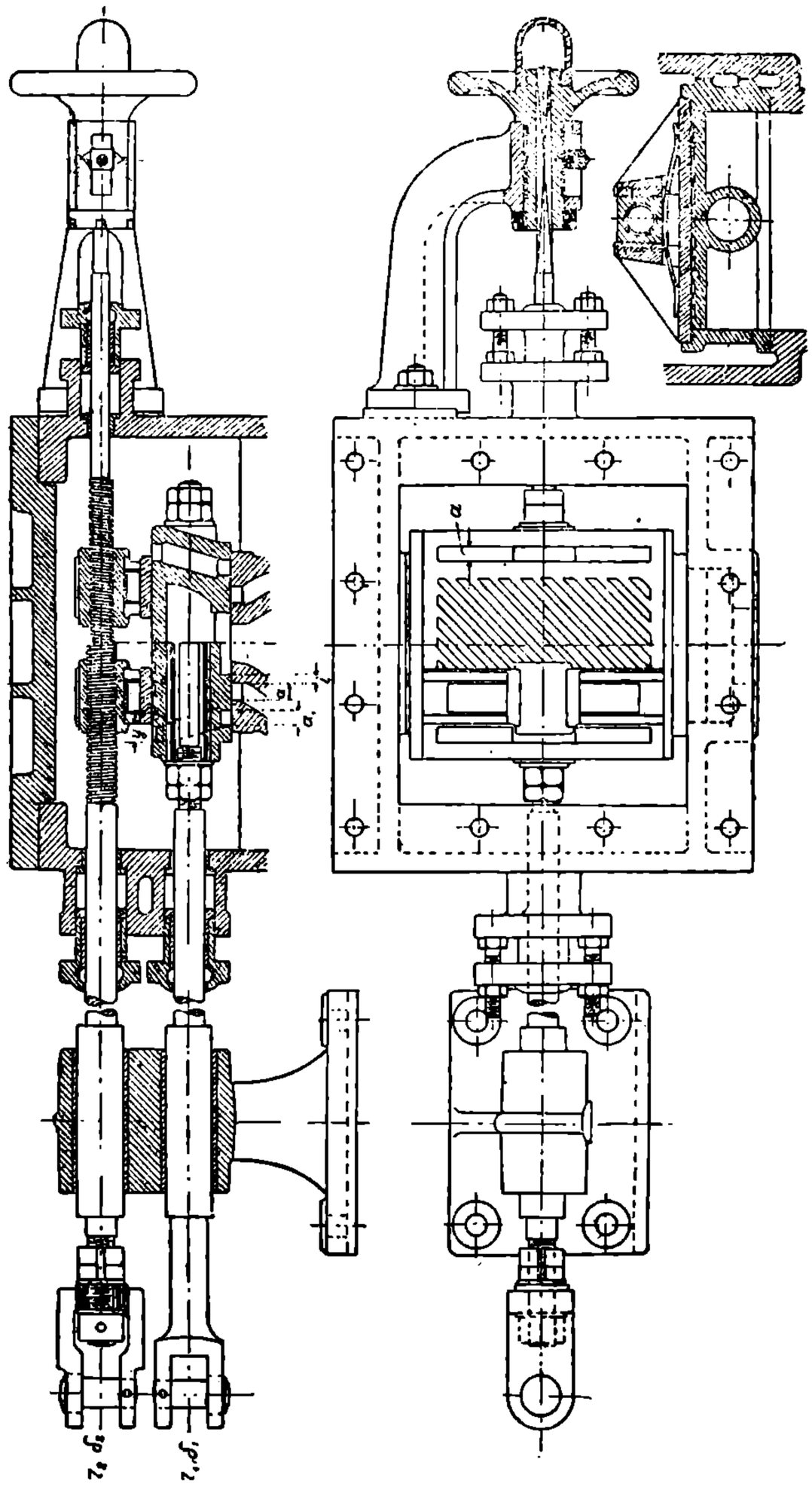
---

* У дуже великих машинах зустрічаються ексцентриситети до 200 мм.

НБ УДУНТ (ДІТ)

На фіг. 144 механізм показано в середньому положенні для нормального наповнення ($y = y_н$).

Зміну величини y в майєрівському пароподілі можна робити, обертаючи тягель, від чого платівки, що правлять за мутри для ґвинтової різі на тягелі



Фіг. 144. Подвійний майєрівський сувак.

всуваються під час обертання в одному напрямі і розсуваються під час зворотного обертання.

Обертати можна руками за допомогою висунутого назовні крутника, в утулок якого всувається край тягеля, зробленого прямокутнім (або із плішкою). Крутник має вказника, що пересувається по різі на утулку крутника і який показує безпосередньо міру наповнення машини.

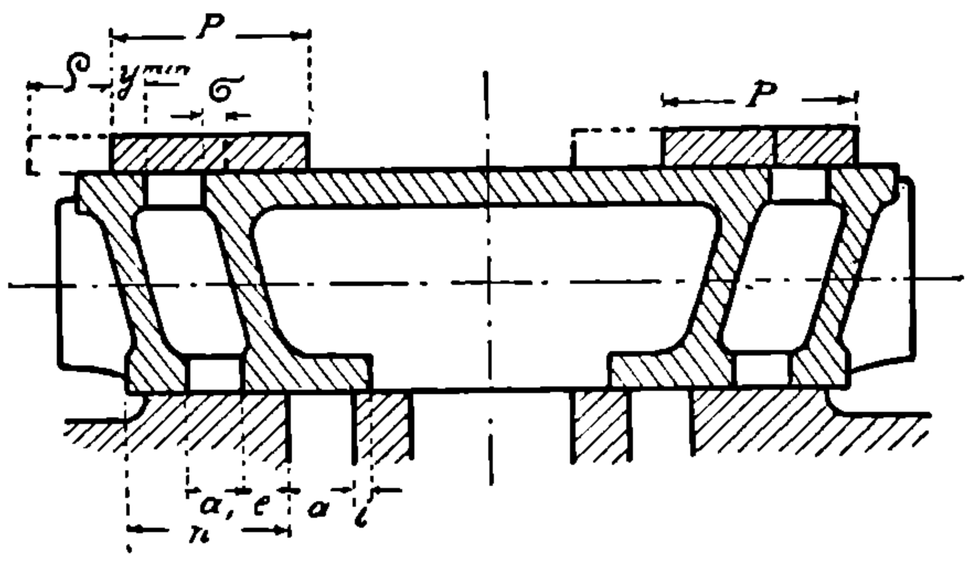
Ексцентриковий тягель злучений із суваковим тягелем за допомогою вуха, як показано на рисунку. Суваковий тягель має змогу обертатися, не повертаючи за собою ексцентрикового тягеля.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Щоб спроєктувати майєрівського сувака, треба визначити декілька розмірів, що є функції тих величин, які знайдено по суваковій діяграмі.

Довжину кожної з платівок визначимо з таких міркувань.

Поставимо платівки в середнє положення при мінімальній мірі наповнення.



Фіг. 145. Середнє положення майєрівського сувака при мінімальній мірі наповнення.

Платівка перекриватиме вікно в основному суваку на величину y_{min} (див. 145). Ліве мертве положення платівок позначимо крапчаком; при цьому платівка зсунеться відносно основного сувака на величину відносного ексцентриситета ρ. Щоб не ввійшла пара в канал з лівого боку платівки, треба, щоб платівка в мертвому положенні перекривала вікно на деяку величину σ, що зветься перекривком безпеки.

Тому вся довжина платівки

$$p = \rho = y_{min} + a_1 + \sigma;$$

σ — беруть 5 ÷ 15 мм залежно від розмірів машини. Решта величин відома з сувакової діяграми.

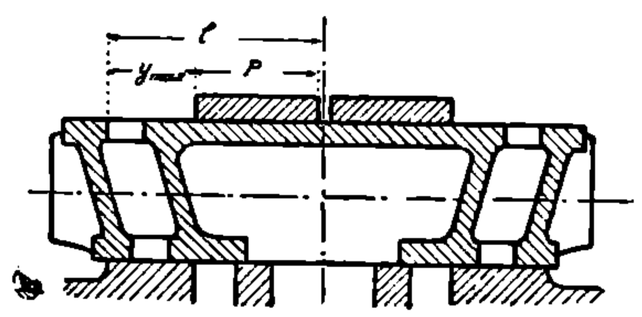
Для того, щоб не сталося повторного впуску пари під час руху окрайка основного сувака за окрайок канала в ковзанці потрібно, щоб

$$n = r_1 + \sigma.$$

Довжина основного сувака залежить, головне від величини l — відстані від середини основного сувака до вовнішнього окрайка вікна в ньому.

Маючи на увазі, що для максимального наповнення ($y = y_{max}$) платівки можуть бути цілком зсунуті, розмір l, як ясно з фіг. 146, визначається сумою p та y_{max}

$$l = y_{max} + p.$$



Фіг. 146. Середнє положення майєрівського сувака при мінімальній мірі наповнення.

Через те, що описана конструкція має всі хиби, властиві взагалі плоским суваком, майєрівський сувак часто виконують циліндричним. За приклад може бути конструкція виробні Букав в Маґдебурзі, виображена на фіг. 147*.

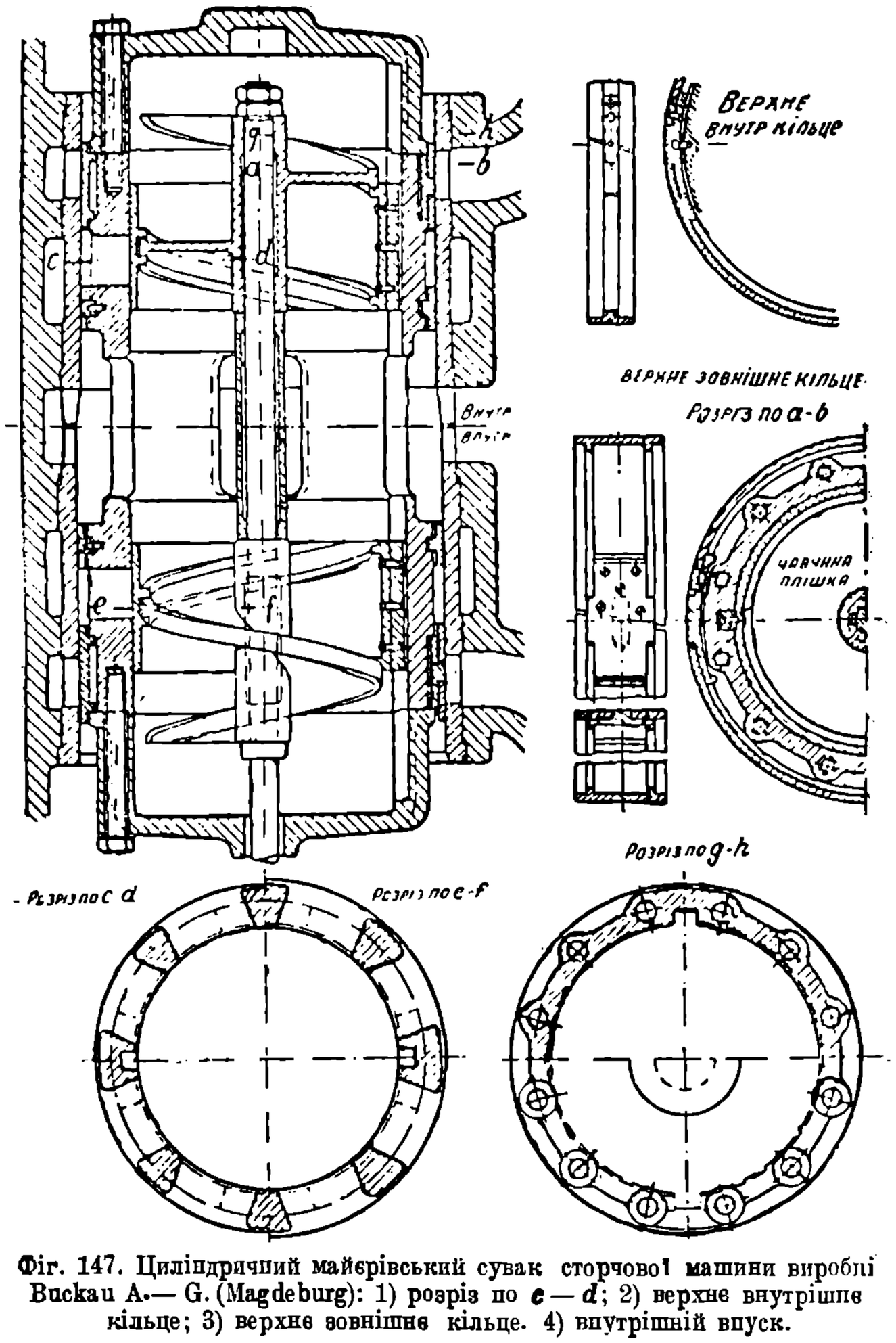
Основний сувак працює із внутрішнім впуском. По краях сувак закритий покришками, приґвинченими до циліндричного тіла його. Цей сувак має пружинисті кільця, що рухаються в радіяльному напрямі. Обертатися кільцям не дають шпеники $^1/_4''$ укріплені в тілі сувака. Косий замок кілець прикритий підкладкою, щоб пара не витікала ним; це показано в правого боку фігури. Нижня половина сувака має діяметр, на 10 мм більший за верхній, щоб зручніше було вкладати сувак знизу.

Обидва суваковi утулки вставлені знизу. Через порожнистий тягель основного сувака проходить тягель розширного сувака. Останній складається з двох кілець із внутрішньою різзю великого діяметра та з великим ходом. Чавунні плішки втримують ці кільця від обертання: плішки видно так на поздовжньому розрізі сувака, як і на розрізі по ab. Переставляють кільця (що заміняють собою платівки плоского сувака) обертанням суваковогo тягеля, на яке надягнений ґвинт з правою й лівою різзю, хід якої становить 6″.

* Запозичено з книги Gutermutha «Die Dampfmaschine».

НБ УДУНТ (ДІТ)

Під час реґулювання машини, хід платівки на основному суваку дорівнює сумі $y_{max} + y_{min} = m$. Якщо висоту ґвинтового скруту ми означимо через s, то за один оберт тягеля платівки пересунуться на величину s.



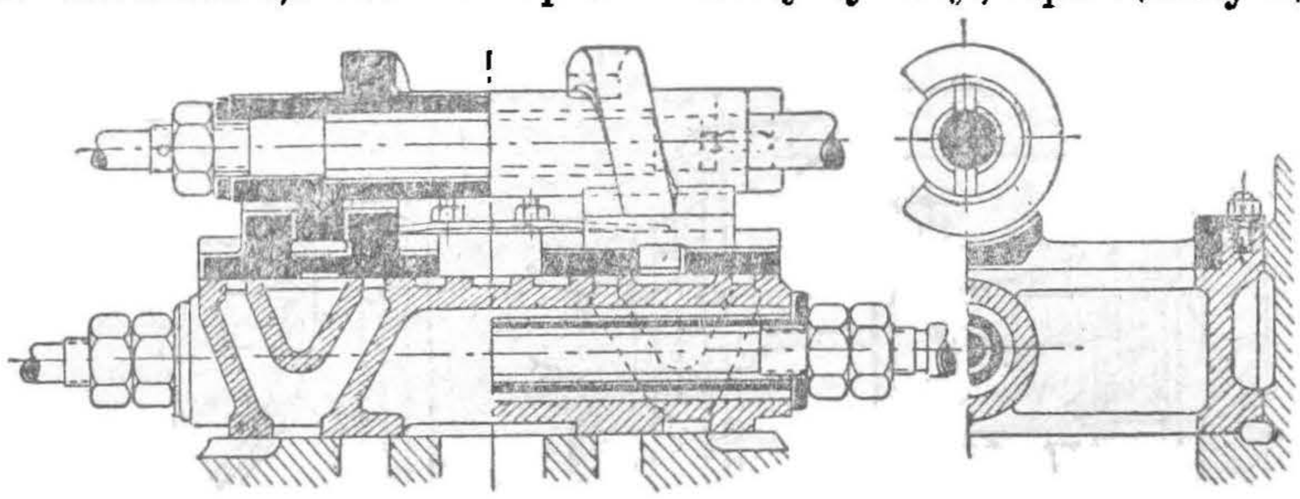
Фіг. 147. Циліндричний майєрівський сувак сторчової машини вироблі Buckau A.— G. (Magdeburg): 1) розріз по $c - d$; 2) верхнє внутрішнє кільце; 3) верхнє зовнішнє кільце. 4) внутрішній впуск.

При одноходовій різі для зміни наповнення від нульового до максимального слід зробити крутником $\frac{m}{s}$ обертів.

Через те що в конструкціях плоских суваків чисельник цього виразу завжди більший від знаменника, то щоб здійснити межі реґулювання, слід зробити декілька повних обертів тягеля. Тому ловідню розширного сувака від реґулятора не завжди можна легко здійснити, і часто в Майєровому пароровподілі реґулятором дроселюється пара, а міру наповнення встановляють рукопаш. Тому, що збільшити висоту ґвинтового скруту можна лише при одночасовому збільшенні діяметра ґвинта, то для зменшення числа обертів тягеля й ужи-вають ґвинта із значно більшим діяметром, ніж у нормальній майєрівській конструкції. На фіг 148 подано ґурауерівський сувак, що відрізняється від розгля-

НБ УДУНТ (ДІТ)

нутого ще й тим, що в ньому застосований подвійний випуск пари (одночасно обома каналами). Як і в тріківському суваку, при цьому вдвоє змен-



Фіг. 148. Ґурауерівський сувак.

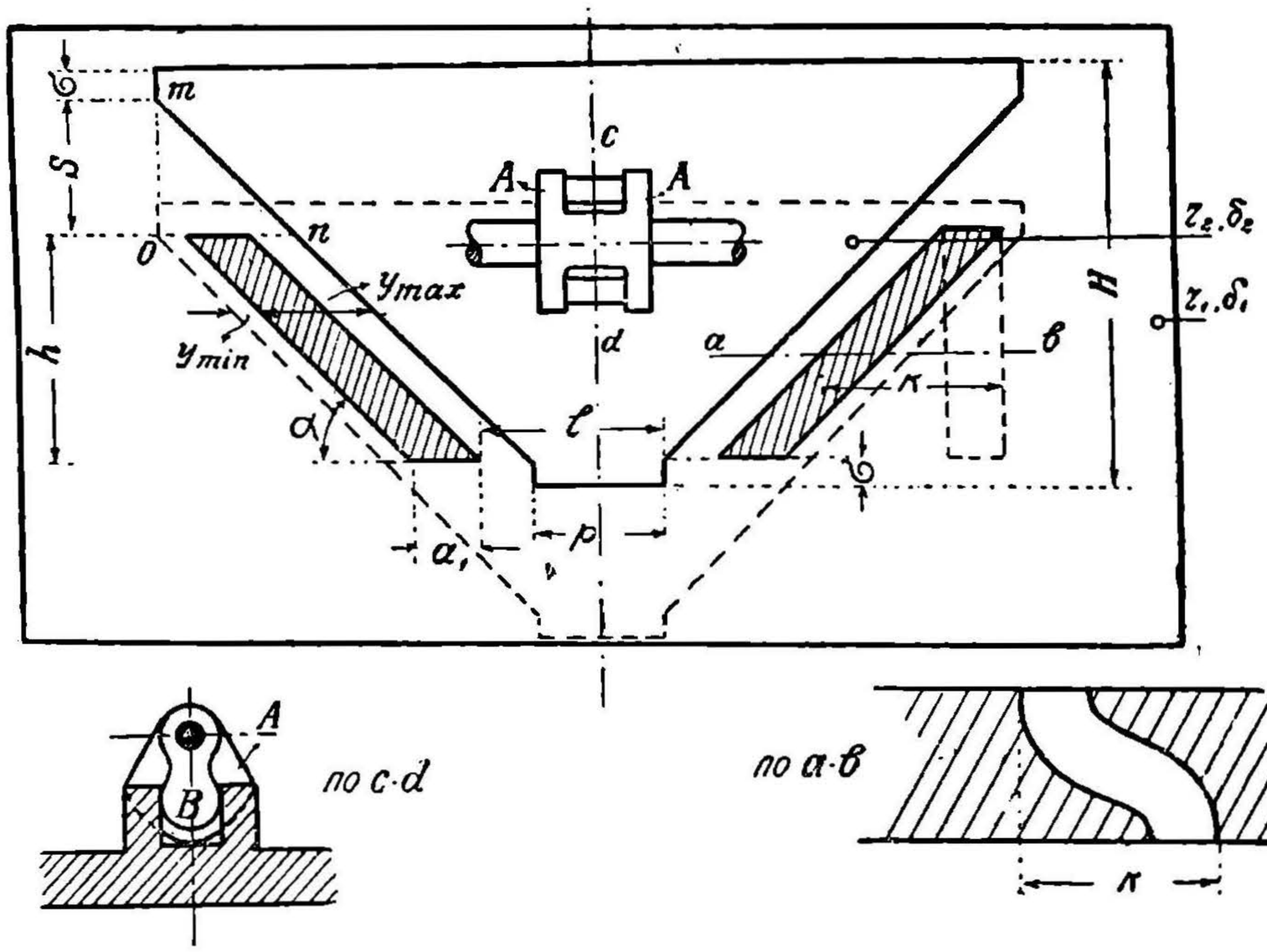
шується ексцентриситет ρ, y_{max}, y_{min}, а значить і m. Тому ґурауерівським суваком можна керувати за допомогою реґулятора.

§ 57. Подвійний рідерівський сувак

Схема на фіг. 149 являє собою плян рідерівського сувака. Канали в основному суваку зроблено косі під кутом α до поземої осі. Звичайно

$$\alpha = 50 \div 60°$$

Через те що в суваковій ковзанці канали розташовано нормально до осі (як показано крапчаком), то вікна в тілі основного сувака викривляються, як показано в розрізі по ab.



Фіг. 149. Схема плоского рідерівського сувака.

Щодо розширного сувака, то він являє собою не дві платівки, як у майєрівськім розподілі, а одну трапезуватої форми з краями, рівнобіжними до країв вікон.

Основний сувак набуває собі руху від ексцентрика, що має ексцентриситет r_1 і кут випереджання δ_1, а розширний від ексцентрика — $r_2\delta_2$.

НБ УДУНТ (ДІТ)

На схемі подано середнє положення суваків для максимального наповнення.

y_{max} виображається поземою відстанню між окрайком розширного сувака й зовнішнім окрайком вікна.

Платівка під чином регулятора може пересуватися в напрямі, нормальному до осі сувакового тягеля. Цього можна досягти за допомогою конструкції, схематично виображеної на фіг. 149.

На платівці є двоє вушок (див. розріз по cd), між якими проходить сувакоий тягель. Останній під час свого руху захоплює сувак за допомогою сектора A на тягелі.

Між секторами на тягелі надягнений кулачок B, повертанням якого можна пересувати платівку в напрямі, нормальному до осі її руху (на схемі—вгору й униз).

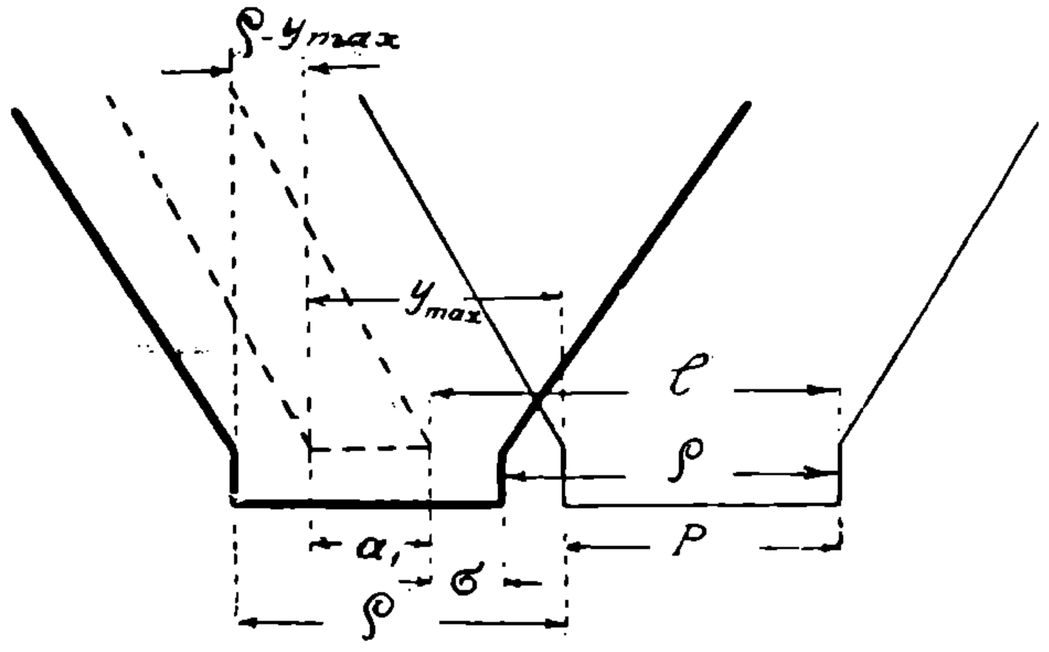
Друге крайнє положення платівки (для мінімального наповнення) виображене крапчаком. Тоді платівка перекриватиме канал на величину y_{min}.

Під час нормального наповнення платівка перебуває в якомусь середньому положенні між обома нарисованими. Невеликого пересуву платівки досить для зміни y_{max} до y_{min}.

Тому міру наповнення можна легко встановляти залежно від обтяжу регулятором.

Проєктуючи цей пароророзподіл, треба визначити такі розміри:

1. Довжину нижньої основи трапезу ρ. На фіг. 150 грубими лініями нари-



Фіг. 150. Визначення розмірів рідерівського сувака.

соване мертве положення при максимальній мірі наповнення, коли платівка зсунута відносно основного сувака на величину ρ. Відстань між окрайком платівки в середньому положенні та краєм вікна дорівнює y_{max}; тому, при мертвому положенні окрайок платівки міститиметься від краю вікна на величину

$$\rho - y_{max}$$

Ширина вікна, яку в нас позначено через a_1, має ту саму вартість відносно Цайнерової діяграми, що й у майєрівськім пароророзподілі. Потрібно, щоб при мертвому положенні платівки вікно було перекрито із внутрішнього боку на деякий перекривок безпеки σ (для того, щоб не було впуску пари з унутрішнього боку).

Тому, ширина

$$p = \rho - y_{max} \quad a_1 + \sigma$$

Величину σ беруть у тих самих межах, що й у майєрівському розподілі.

2. Відстань l (див. фіг. 149).

Із фіг. 150 легко впевнитися, що

$$l = \rho \quad \sigma$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

3. Вишину платівки, що складається з таких частин: з вишини канала h, з перекривків у верхній і нижній частинах трапезу, кожен заввишки σ, і нарешті, з відтинка s. Величину останнього легко визначити з трикутника omn:

$$s = on.\ \mathrm{tg}\,\alpha,$$

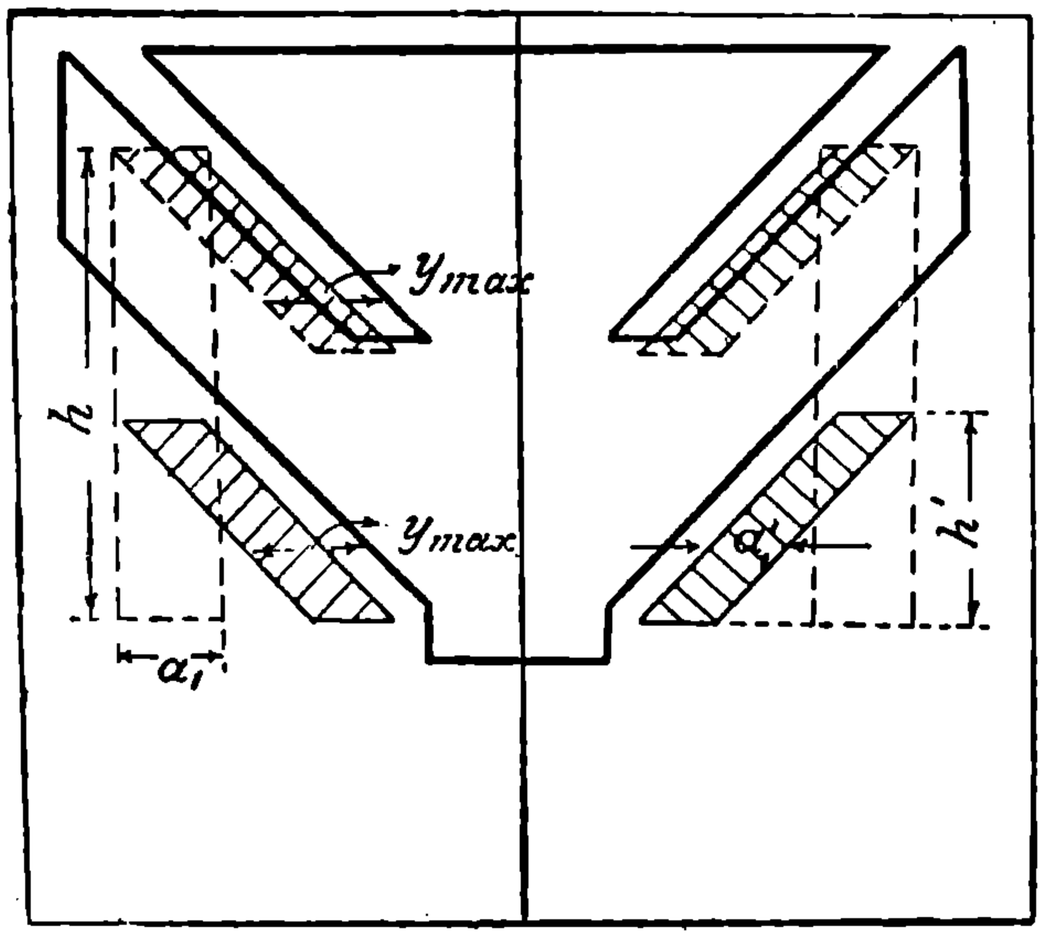
або

$$s = (y_{max} + y_{min})\ \mathrm{tg}\,\alpha$$

Отже вишина платівки

$$H = h + (y_{min} + y_{max})\ \mathrm{tg}\,\alpha + 2\sigma$$

Щоб зменшити розміри сувака, а також щоб переміщати розширний сувак під час регулювання, звичайно на верхній площі основного сувака роблять



Фіг. 151. Схема рідерівського сувака з поділеними к налами.

не двоє, а четверо або шестеро вікон (по двоє або по троє з кожного боку), відповідно до чого й у платівці роблять два або чотири проріви.

Схему розпологу таких суваків (у пляні) для максимальної міри наповнення показано на фіг. 151.

Крапчаком намічений нижній обрис вікон в основному суваку: обоє вікон завширшки a'_1, та заввишки h' сходяться внизу в одно вікно завширшки a_1 та заввишки h. Під час розрахунку треба вирахувану площу перекрою f дорівняти з одного боку $a_1\ h$, а з другого $2a'_1\ h'$. Конструктивне виконання такого рідерівського сувака подано на фіг. 152 і не потребує особливих пояснень.

Рідерівський сувак у такій формі, як його описано, себто в вигляді плоского сувака, можна брати лише для невеликих тисків пари, через його неврівноваженість. Пара притискає сувак до ковзанки, і для переміщання сувака доводиться витрачати значне зусилля, зв'язане з потребою застосовувати регулятора великої сили. Звичайно плоских рідерівських суваків уживають до тисків пари в 8 атмосфер та й то лише в невеликих машинах. До того ж пару можна застосовувати тільки насичену, бо від високої температури перегрітої пари суваки жолобляться.

Щоб зменшити зусилля, що притискає розширний сувак до основного, перший із них виконують півциліндричним, себто його скручують у півциліндер так, як показано на фіг. 153.

Кут φ, на протязі якого розміщений канал в основному суваку, роблять меншим за 180°.

Звичайно

$$\varphi = 180° - 2\ .\ 15° = 150°$$

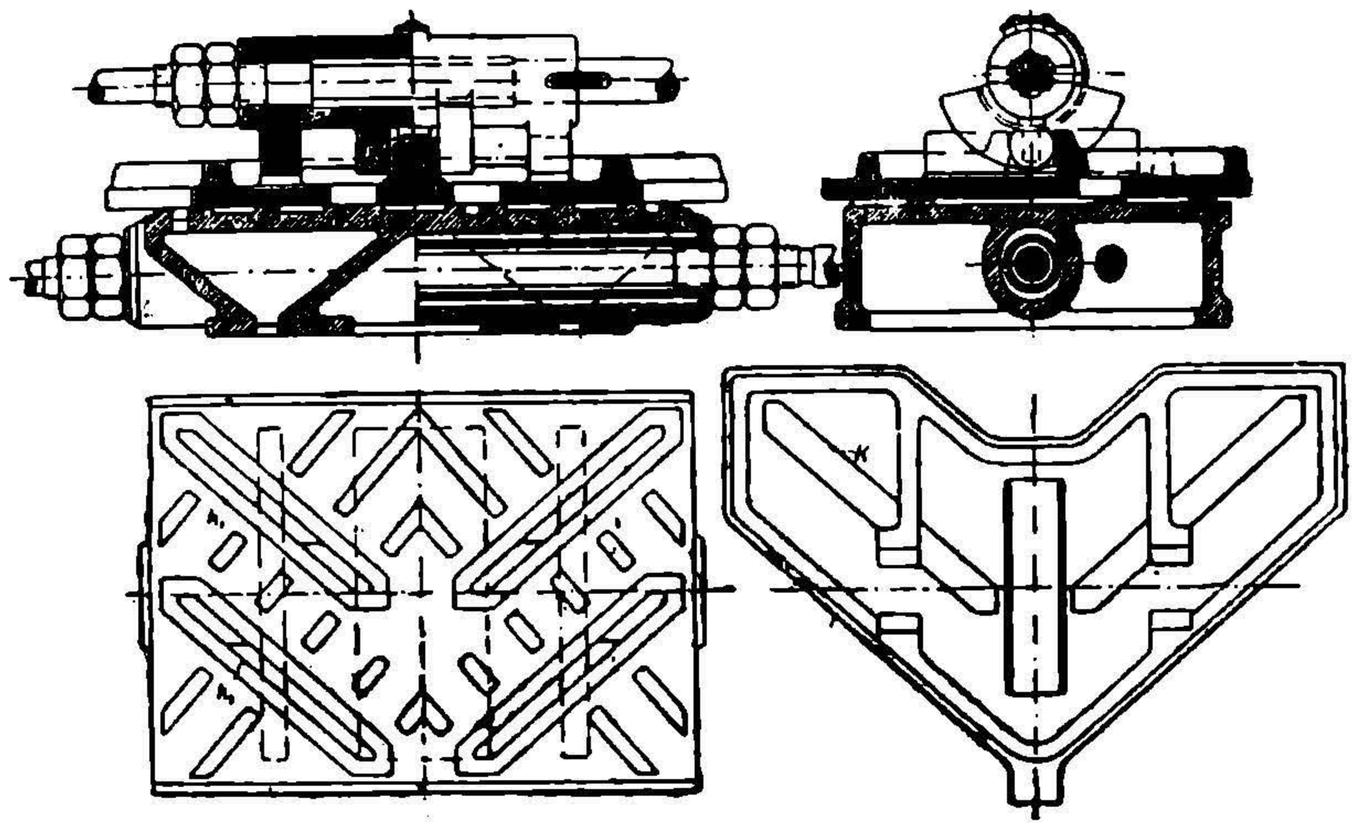
НБ УДУНТ (ДІТ)

Якщо діяметр сувака d і довжина канала h, то втворюється залежність

$$h = \pi d \frac{150}{360},$$

$$d = \frac{360\ h}{150\ \pi} = 0{,}75\ h$$

Тягель розширного сувака, коли міру наповнення зміняти від максимуму до мінімуму, повинен повернутися на кут

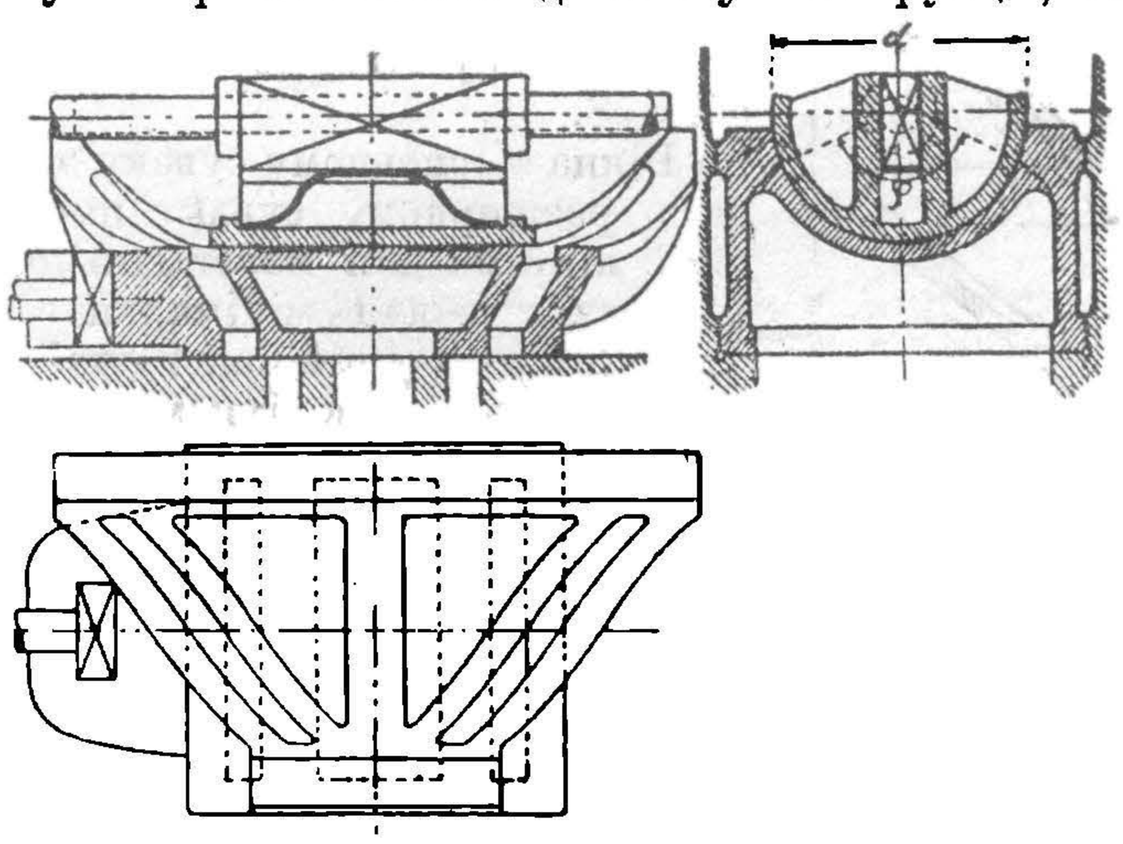


Фіг. 152. Плоский рідерівський сувак з поділеними каналами.

$$\gamma = \frac{s}{\pi d} \cdot 360$$

Для зручности конструктування передачі від регулятора намагаються робити $\gamma < 60°$.

Розширний сувак зрівноважений цілком у конструкції, вираженій на



Фіг. 153. Напівциліндричний рідерівський сувак.

фіг. 154, де всередині основного сувака, що переміщається на плоскій ковзанці, є розширний сувак циліндричної форми. У розгорнутому вигляді його подано на фіг. 155 і він являє собою ряд трапезів, відповідно до числа яких прорізають потрібне число вікон в основному суваку. Останні на фіг. 155 зарисковано.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Суцільними лініями нарисовано розгортки розширного сувака для максимального наповнення, крапчаком —для мінімального. Вишина кожного трапезу повинна бути взята

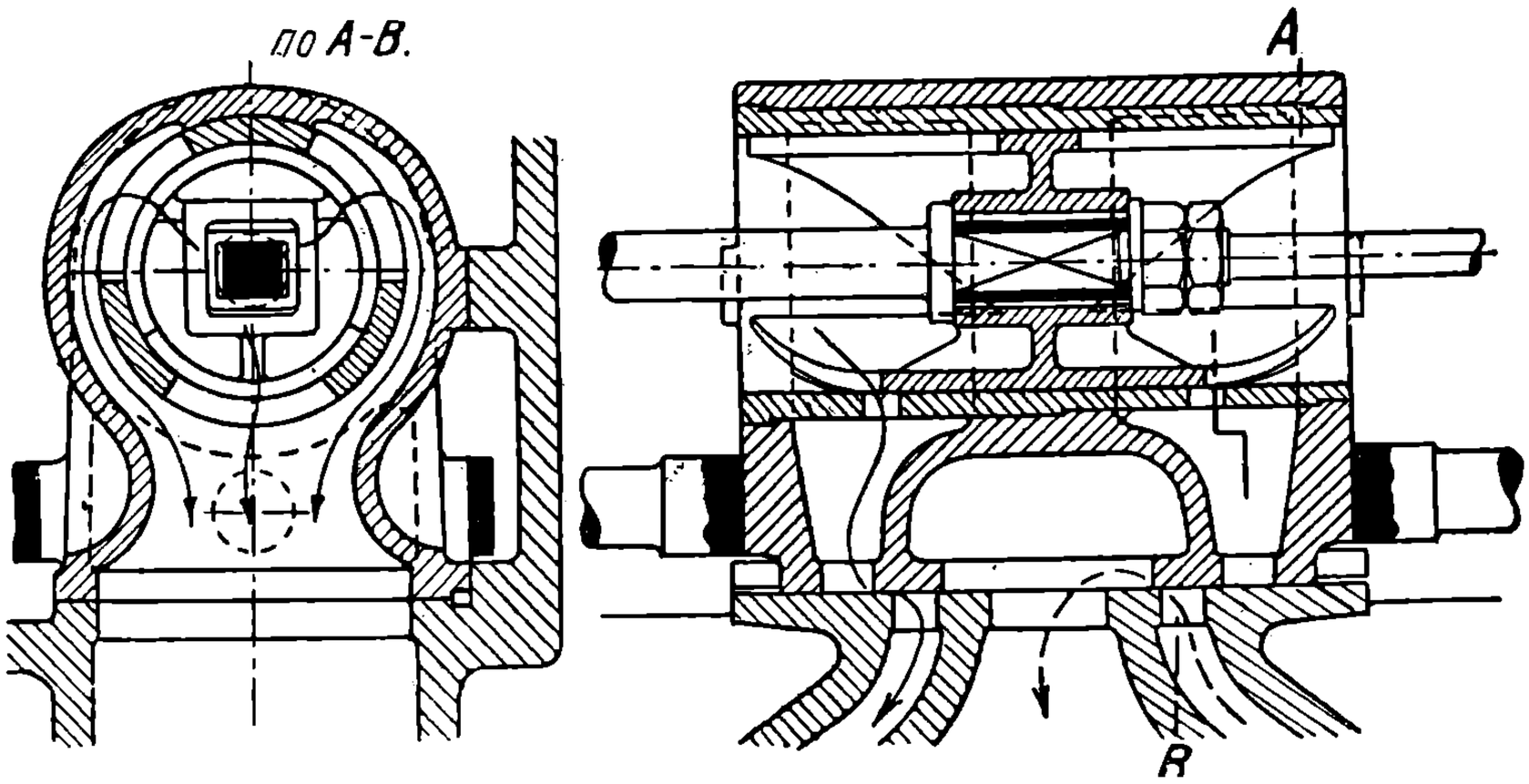
$$h + s + \sigma,$$

вишина всієї розгортки

$$\pi d = n(h + s + \sigma),$$

де n — число трапезів.

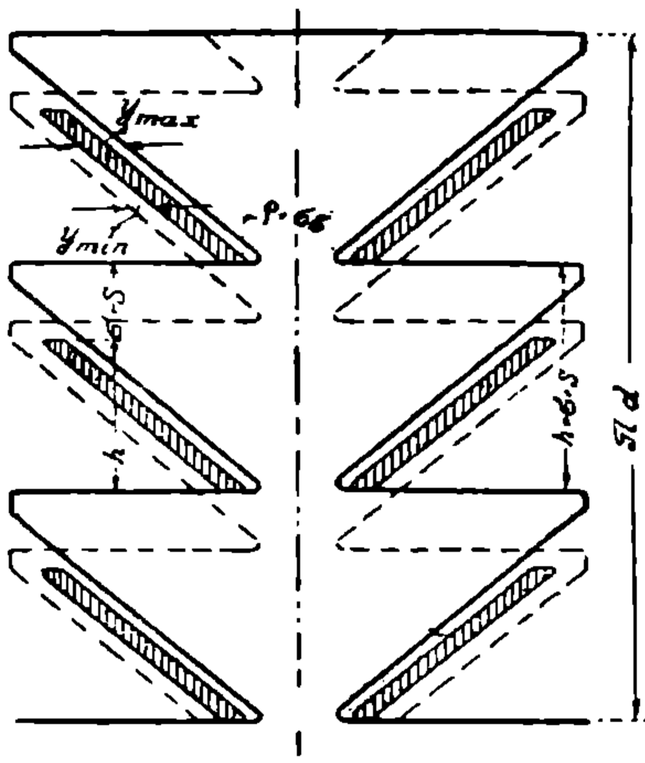
Цілком знетяжений є циліндричний рідерівський сувак, приклади конструк-



Фіг. 154. Рідерова система з циліндричним розширним суваком.

ції якого (із внутрішнім впуском пари) подано на фіг. 156 та 157.

В основному суваку звичайно роблять пружинисті кільця. Тягель цього сувака роблять іноді трубчастого перекрою й через нього проходить тягель розширного сувака.



Фіг. 155. Розгортка сувака (до фіг. 154).

Розгортку лівої частини сувака подано на фіг 158.

Вікна в основному суваку зарисковано. Вікна в розширному суваку нарисовано суцільними лініями для максимального наповнення, крапчаком — для мінімального. Кут нахилу вікон α беруть у цій конструкції в $30° \div 40°$.

Відстань u між вікнами розширного сувака повинна становити (додаючи послідовно відтинки, з яких вона складається):

$$u = y_{min} + a_1 + \rho + \sigma$$

Ширину вікна a_2 повинно бути вибрано так, щоб, коли встановити на максимальне наповнення, то окрайок CD, рухаючись з правого боку на лівий, відкривав би канал в основному суваку не пізніше моменту попереджання впуску (промінь OA на Цайнеровій діяграмі фіг. 159).

Вважаючи, що відкривання окрайком CD почнеться при деякому положенні корби OB, ми приходимо до висновку, що зсов розширного сувака із середнього положення до моменту початку впуску повинен дорівнювати відтинкові q, який знаходимо з Цайнерової діяграми. Тому, відстань kl повинна дорівнювати q.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

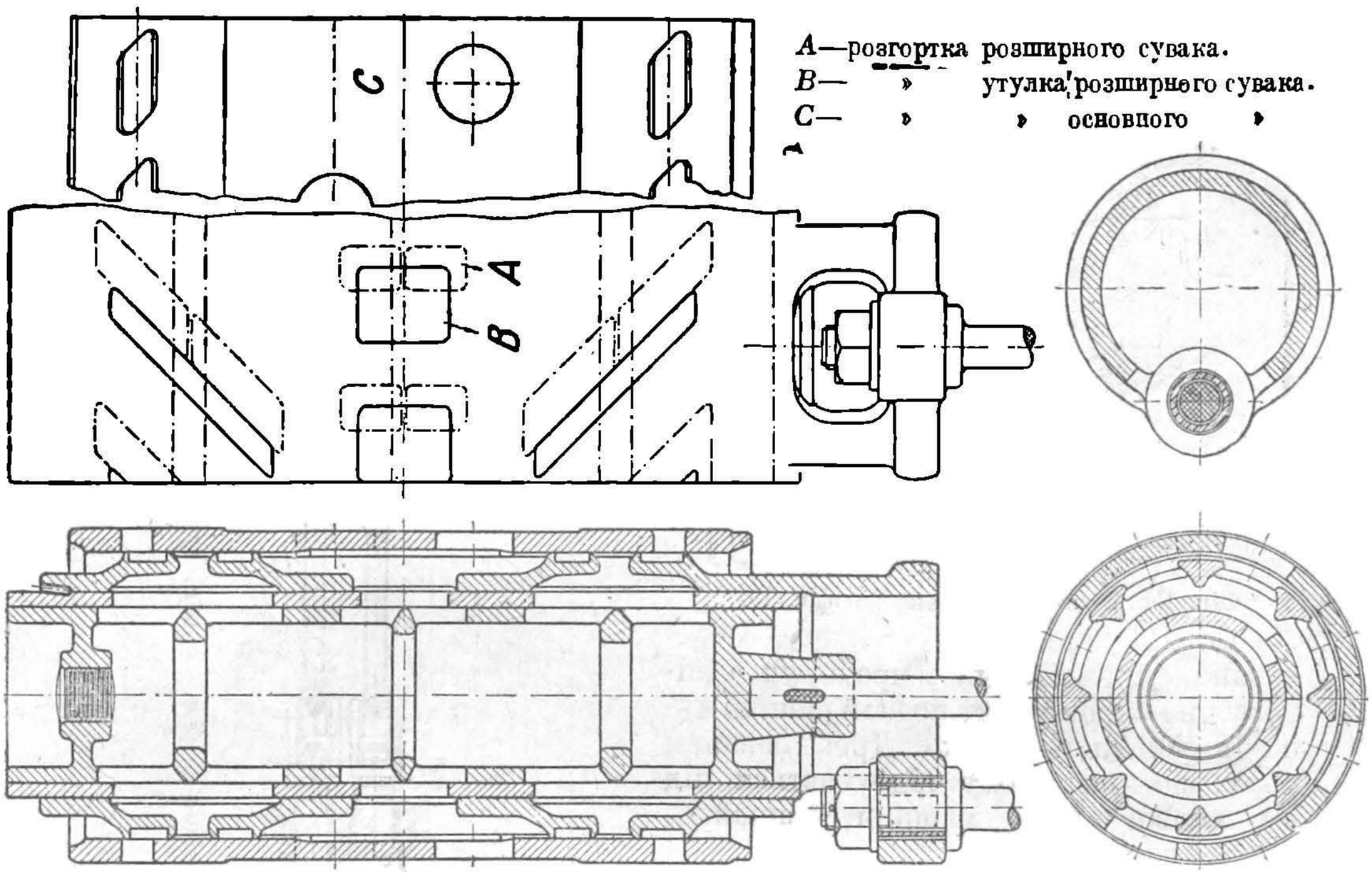
Легко бачити, що

$$a_2 = q - a_1 + y_{max}$$

Вишина розгортки

$$\pi d = n\,(u + a_2)\,\mathrm{tg}\alpha,$$

де n — число каналів.



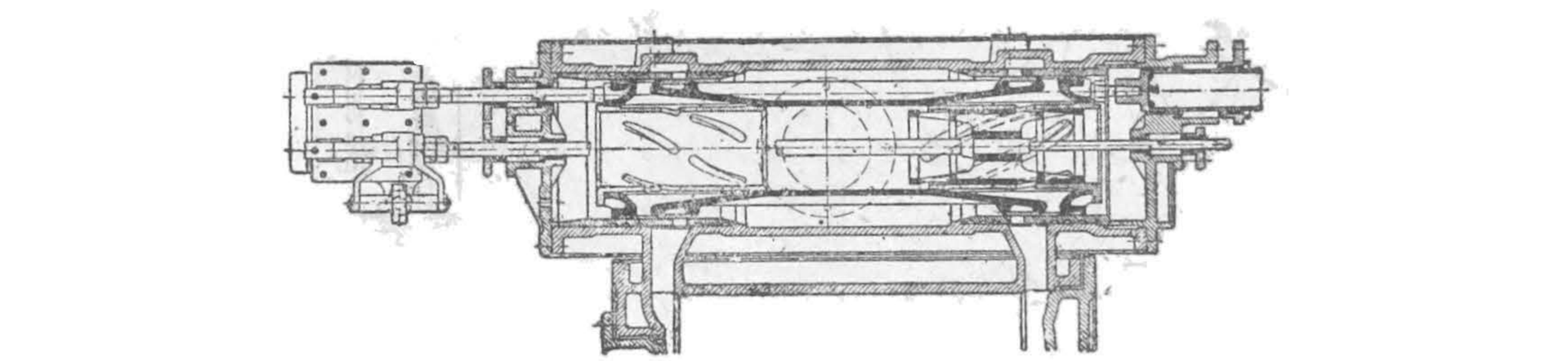
A—розгортка розширного сувака.
B— » утулка розширного сувака.
C— » » основного »

Фіг. 156. Циліндричний рідерівський сувак.

Мінімальний діяметр розширного сувака d визначається з умови вільного проходження пари суваком. Потрібно, щоб

$$\frac{\pi d^2}{4} - \left[\frac{\pi d_1^2}{4} - xb(d - d_1)\right] = f,$$

де позначають:



Фіг. 157. Циліндричний рідерівський сувак.

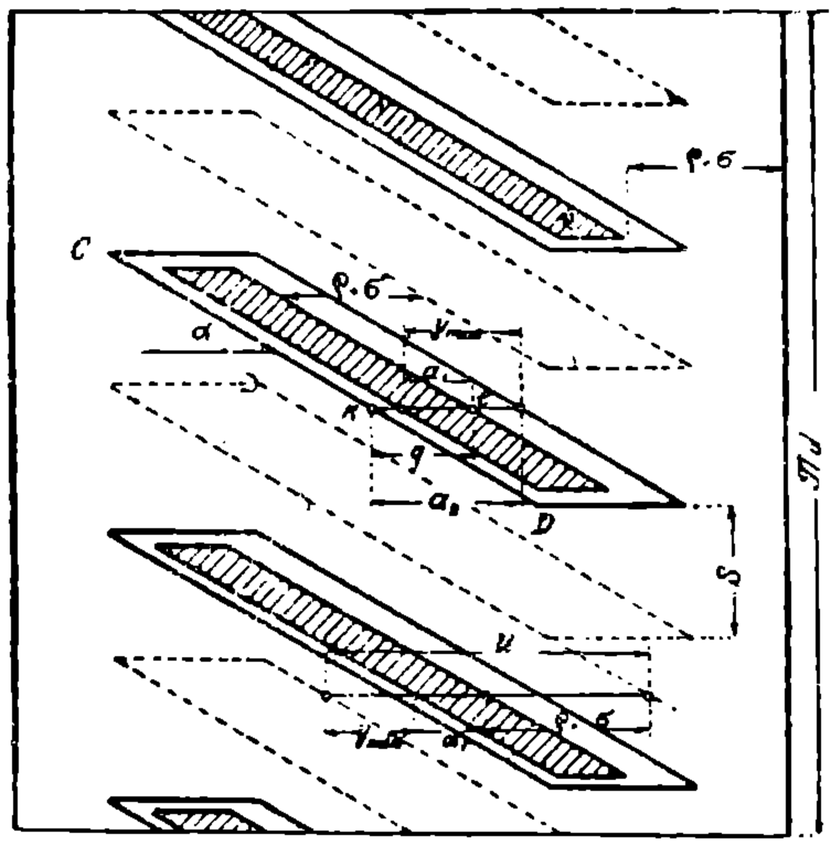
d_1 діяметр утулка сувака,
x — число радіяльних ребер сувака,
b — товщина ребер,
f — потрібний перекрій для проходу пари

$$\left(f = \frac{Fc_m}{w}\right)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ліва частина рівняння являє собою вільний перекрій для проходу пари (відкидаючи перекрій утулка та ребер).

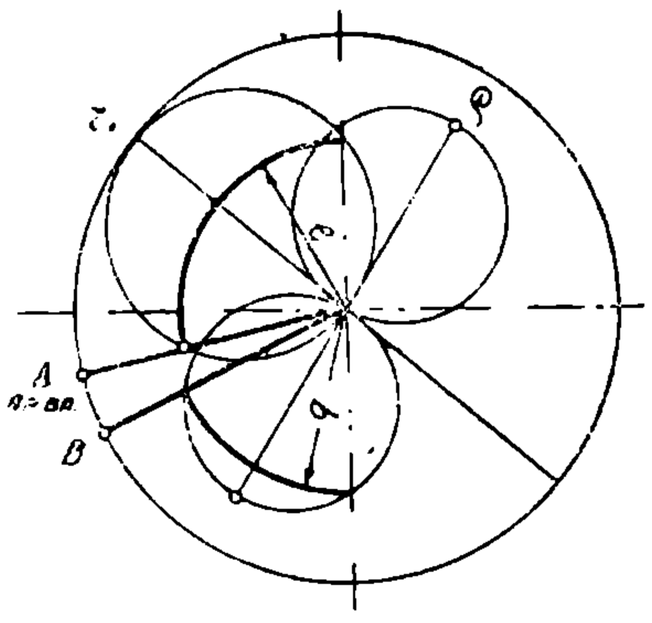
Слід відзначити, що під час мінімального наповнення вікна розширного



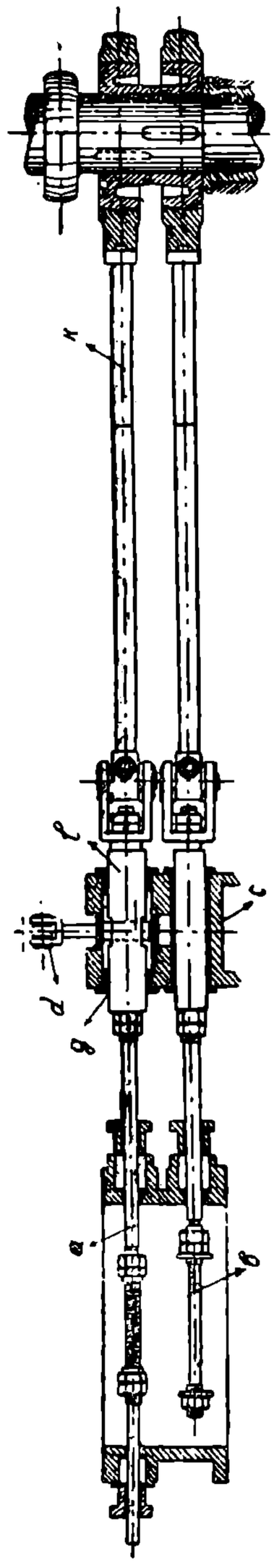
Фіг. 158. Розгортка сувака (до фіг. 156).

сувака, переміщаючись праворуч і ліворуч не захоплюють по всій вишині каналів основного сувака. Дроселювання пари, що при цьому відбувається під час ялового ходу машини, звичайно, жодної ваги не має.

Загальний розполіг повідні до рідерівського розподілу показано на фіг. 160.



Фіг. 159. Визначення розміру q.



Фіг. 160. Повідця до рідерівського сувака.

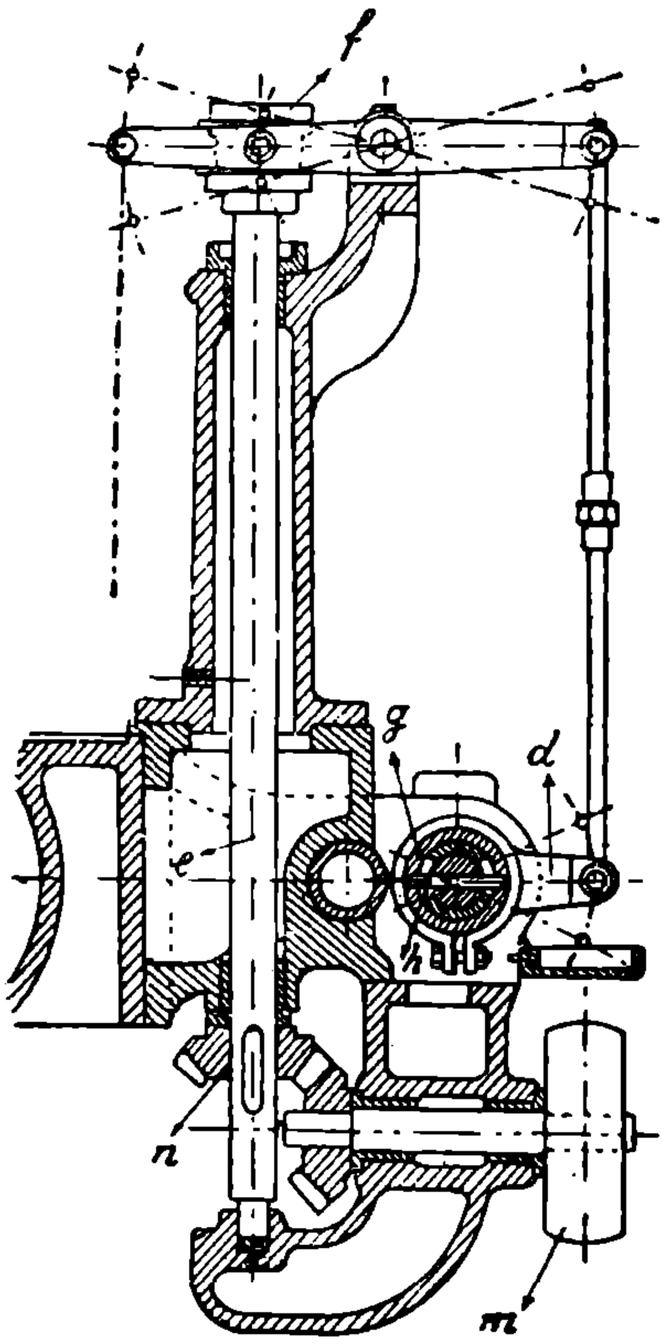
Тягель a злучений із розширним суваком, тягель b — з основним. Обидва тягелі мають напрямок у кремпелі c, до того ж тут тягель розширного сувака зазнає впливу регулятора.

Регулятор міститься на сторчовому валку e, (див. фіг. 161) і набуває собі руху від головного вала машини пасовою передачею від крутника m і конічними трибками n. Коли зміняється обтяження, а, значить, і число обертів, то злучник регулятора f, підіймаючись або спускаючись, повертає важільок d (див. також фіг. 160). Останній щільно охоплює утулок g, що має поздовжній

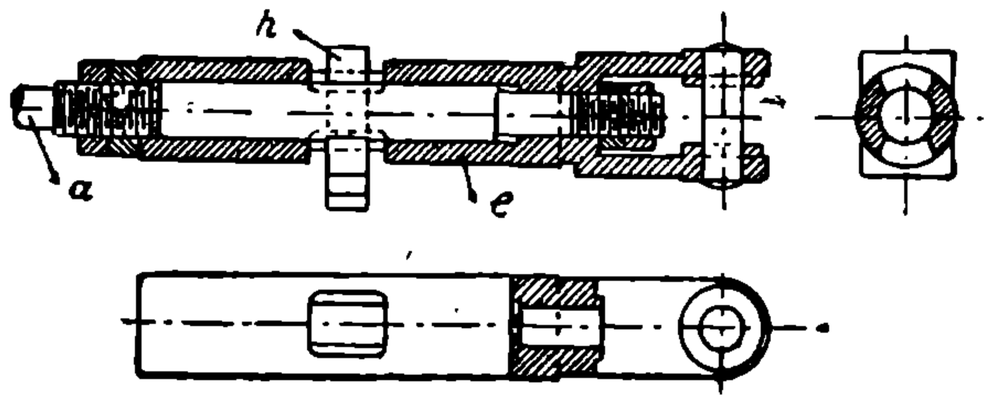
НБ УДУНТ (ДІТ)

проріз з обох боків. Утулок g та важільок d виображені окремо на фіг. 163 в перспективі.

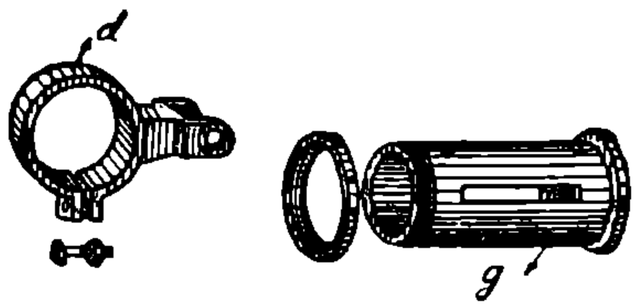
Суваковий тягель у місці проходу його через кремпіль c подано в розрізі на фіг. 162. Упоперек тягеля поставлено загвіздок h (див. також фіг. 160 та 161),



Фіг. 161. Повідня від регулятора до тягеля розширного сувака.



Фіг. 162. Тягель розширного сувака.



Фіг. 163. Деталі повідні до розширного сувака.

що рухається в прорізі утулка g. Коли повертають важіль d, останній силою тертя захлпнює утулок g, а разом із ним і суваковий тягель. Ексцентриковий тягель k при цьому не обертається (фіг. 160), бо із суваковим тягелем його злучено за допомогою обіймиці e (фіг. 162), що залишається на місці під час обертання тягеля.

§ 58. Подвійні суваки із зміпним ексцентриситетом розширного ексцентрика

У цьому параграфі ми розглянемо подвійні суваки, в яких ексцентриситет r_2 та його кут випереджання δ_2 можуть змінятися, а величина y залишається постійною:

$$y = \text{const}$$

Коли змінюється ексцентриситет і кут випереджання розширного ексцентрика, то міняється й міра наповнення машини.

Розглянемо корбову діяграму такого розподілу. Коли головна корба перебуває в лівому мертвому положенні (OK—фіг. 164), то основний ексцентриситет r_1 випереджає сторчовий діяметр на кут δ_1, а розширний ексцентриситет r_2 на кут δ_2. Відносний зсов сувака вимірюється за допомогою ексцентриситета ρ, що є бік паралелограма, в якому r_1 є другий бік, а r_2 — діягоналя.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Припустімо, що r_2 може змінятися під чином плоского реґулятора, до того ж центр розширного ексцентрика переміщається по якійсь кривій BC —кривій вершків для даної системи.

Якщо під чином реґулятора центр розширного ексцентрика перейде в точку C, то новий ексцентриситет буде дорівнювати r'_2, якщо кут випереджання δ'_2.

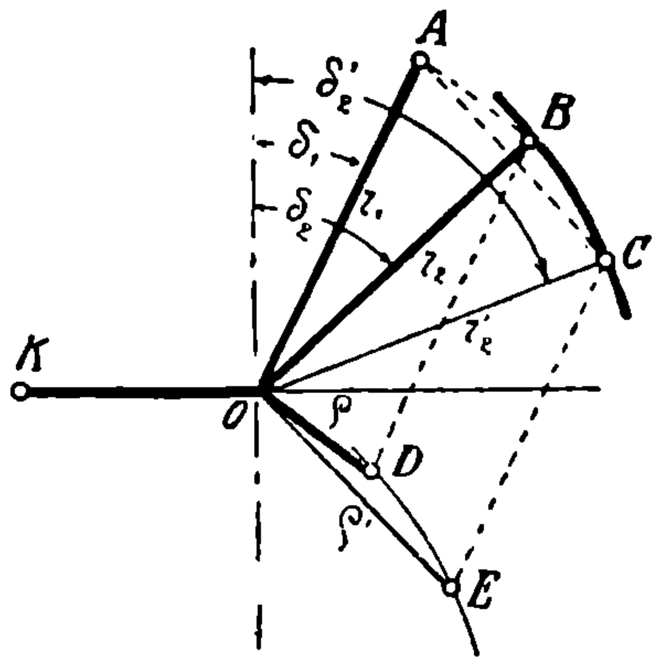
Користаючись тим самим правилом паралелограма, знайдемо нову вартість для ρ:

$$OE = \rho'$$

Легко довести, що ρ переміщається по кривій DE, паралельній до кривої вершків BC. Отже, із зміною ексцентриситета й кута випереджання розширного ексцентрика змінюється відносний ексцентриситет, який і впливає на момент відсічі.

Під час дослідження цього розподілу за цайнеровою діяграмою, будемо вважати за задані всі елементи сувака й ексцентриків.

Користаючись величинами r_1 та δ_1, опишемо цайнерівські кола для основного сувака (див. фіг. 165). Повівши дуги зовнішнього й внутрішнього перекривків, визначимо положення корби під час попереджання впуску, попереджання випуску та початку стиску, а також у момент відсічі основним суваком.



Фіг. 164. Корбова діяграма.

Відкладімо під відповідними кутами випереджання максимальну й мінімальну вартості розширного ексцентриситета $r_{2\max}$ та $r_{2\min}$ і побудуймо задану криву вершків (лінія, що злучає кінці ексцентриситетів r_2).

Побудуймо паралелограм, в якому за діягоналю править $r_{2\max}$, а за один із боків r_1.

Другий бік цього паралелограма являє собою відносний ексцентриситет $\rho_{\max}$ (ρ, що відповідає $r_{2\max}$); продовжимо його в верхнє півколо й опишемо на ньому цайнерівське коло. Радіюсом, рівним із y (яке нам задане), опишемо коло із центра діяграми. Перетином цього кола з відносним цайнерівським колом у точці a ми знаходимо положення корби для моменту відсічі розширного сувака.

Легко впевнитися, що для заданих меж зміни r_2, ця міра наповнення є максимальна, і більшу за неї ми не можемо здобути.

Тепер визначмо міру наповнення для того випадку, коли реґулятор переставить r_2 у положення $r_{2\min}$.

Побудувавши паралелограм ексцентриситетів, найдемо його вартість для ρ, що назвемо $\rho_{\min}$.

Продовживши $\rho_{\min}$ вгору (на рисунку випадково $\rho_{\min} = r_1$), опишемо на ньому нове цайнерівське коло. Перетином цього кола із колом y в точці a_1 ми визначаємо положення корби в момент відсічі для мінімальної міри наповнення, яку можна знайти при даній кривої вершків. Коли останню продовжити, то можна здобути ще менші міри наповнення.

Потрібно стежити за тим, щоб друга точка перетину дуги y з відносним цайнерівським колом (точка b_1) лежала б за положенням корби під час відсічі основним суваком. Якщо цієї вимоги не виконано, то в точці b_1 почнеться повторний впуск пари, що припиняється в момент відсічі основним суваком.

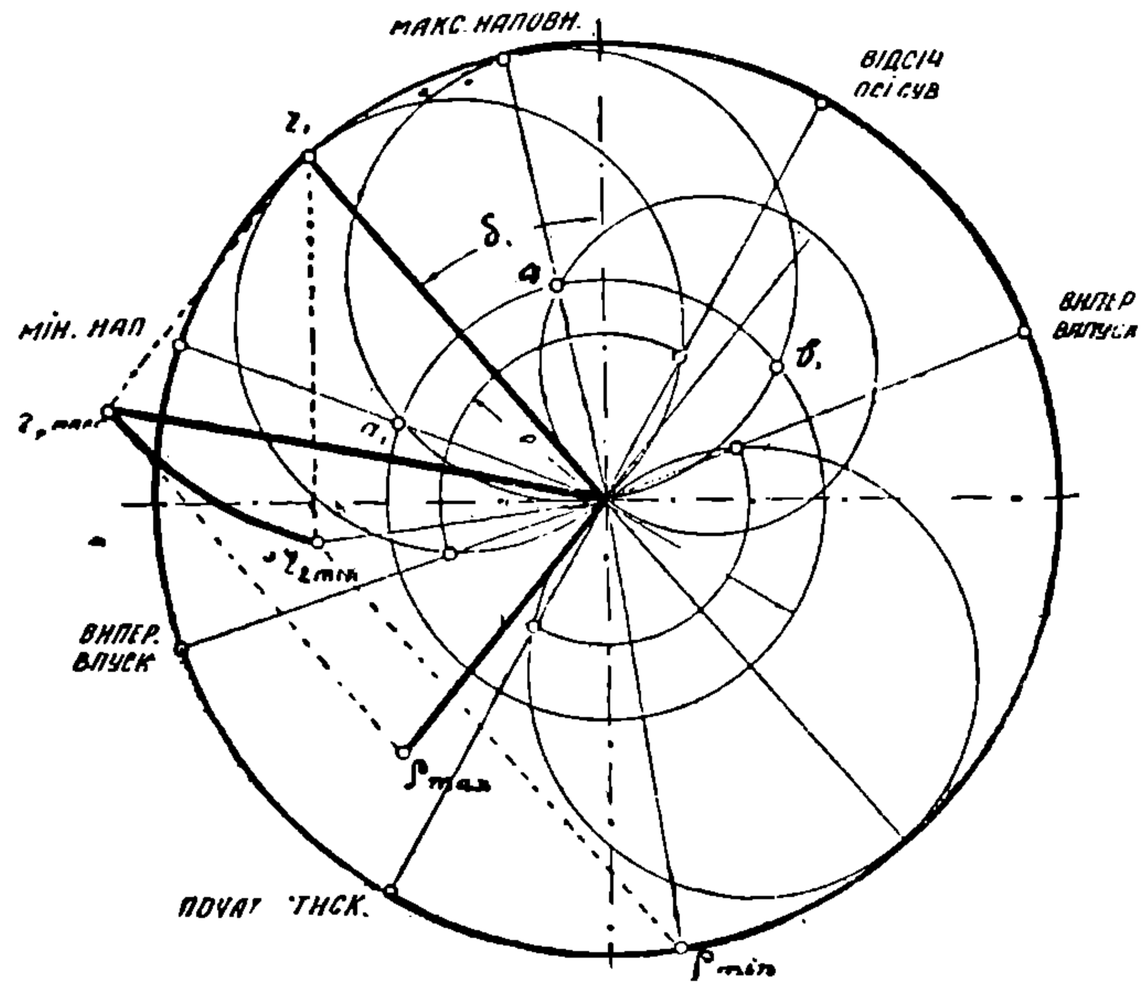
Щодо нормального наповнення, то воно повинно відповідати якійсь середній величині r_2 і його визначають за методою, аналогічною з вищеописаною.

Тепер розв'яжемо зворотне завдання: із індикаторної діяграми визначити розміри подвійного сувака з переставним розширним ексцентриком (фіг. 166).

На сувакову діяграму, нарисовану під індикаторною, зносимо основні моменти пароподілу. Положенням корби в моменти попереджання випуску

НБ УДУНТ (ДІІТ)

та початку стиску визначаються розміри основного сувака. Кут між цими двома положеннями поділяємо пополам і находимо напрям діяметрів (кут випереджання δ_1) основних цайнерівських кіл. Рисуємо обоє ці кола. Пере-



Фіг. 165. Цайнерова діяграма подвійного сувака із змінним розширним ексцентриситетом.

тином нижнього цайнерівського кола з положенням корби для попереджання випуску й для початку стиску визначається величина внутрішнього перекривка i.

Перетином корби в момент попереджання впуску з верхнім колом визначається величина зовнішнього перекривка e. Поводимо дугу зовнішнього перекривка й находимо момент відсічі основним суваком.

Відзначимо положення корби для вибраної максимальної міри наповнення. Далі виберемо розмір y, який при цій системі суваків є величина постійна.

Цікавим є випадок коли

$$y = e + v_e$$

себто коло радіюса y пройде через точку a.

З фіг. 167 виходить, що положення корби в момент відсічі подвійним суваком втворює прямокутній трикутник $O_m\rho_1$ де

$$O_m = y,$$

а кут біля точки m, як такий, що спирається на діяметр, дорівнює 90°.

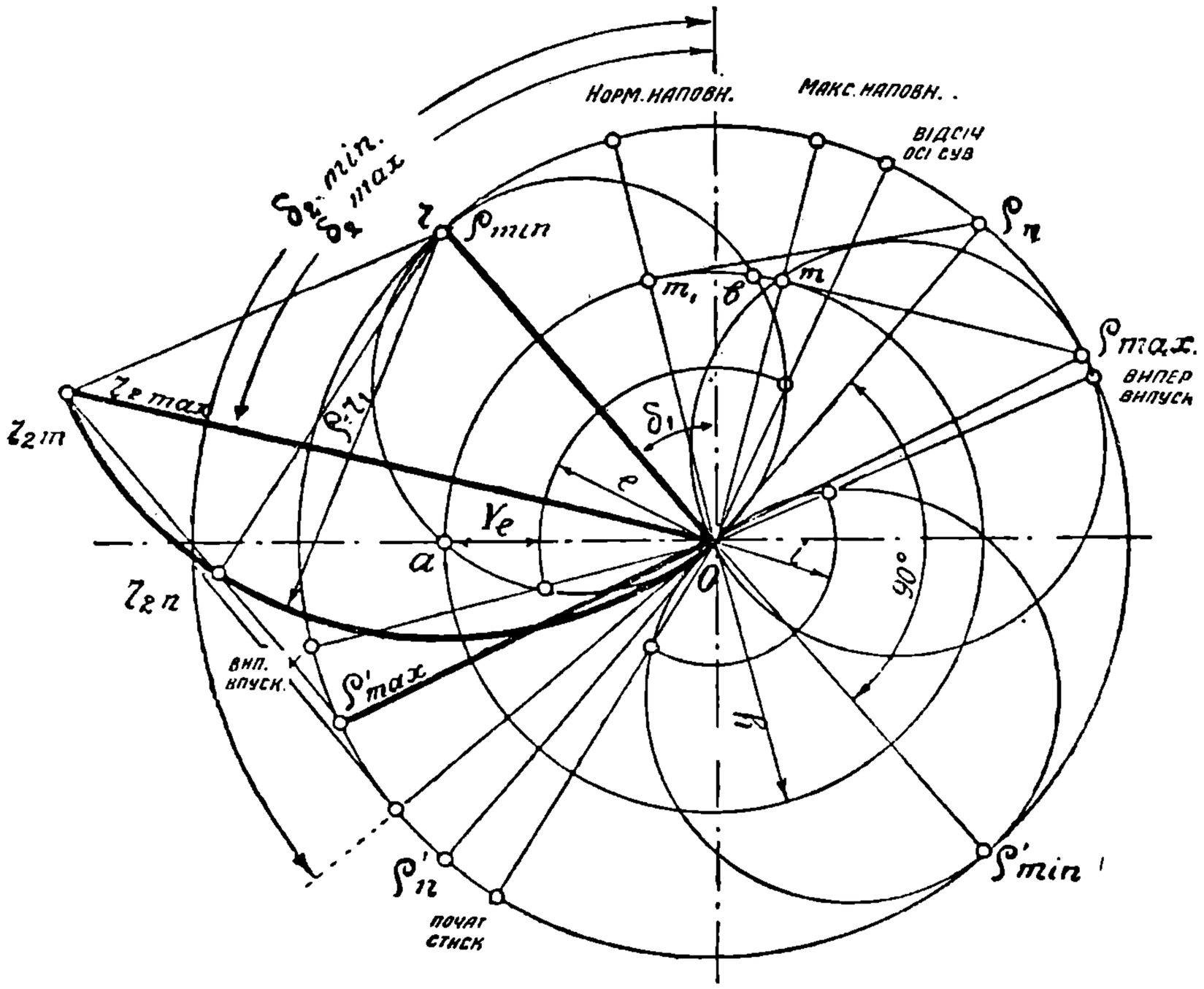
Отже, коли відома величина y і напрямок корби в момент відсічі, то край ексцентриситета ρ повинен лежати на нормалі, зведеній із точки m. Вертаючись до нашої діяграми на фіг. 166, ми приходимо до висновку, що для того, щоб знайти ρ_{max}, треба звести нормалю з точки m — точки перетину корби під час максимального наповнення з колом y. Тепер питання зводиться до вибору довжини цієї нормалі.

Приймемо, як це часто-густо зустрічається, $\rho = r_1$, себто нормалю продовжимо до перетину з колом обертання корби в точці ρ_{max}. Злучаючи цю точку з центром діяграми, знаходимо відносний ексцентриситет ρ_{max}, що відповідає максимальній мірі наповнення. Напрямок ρ_{max} продовжимо в нижнє півколо до точки ρ'_{max}. Додамо ексцентриситети ρ_{max} та r_1 за правилом паралелограмів і, таким чином, визначимо розширний ексцентриситет r_{max} і його кут випереджання δ_{max}.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тепер визначимо величину й напрям розширного ексцентриситета r_2 для нормальної міри наповнення.

Спосіб побудови аналогічний із вищевикладеним. Відзначимо перетин лінії нормального наповнення з дугою y — точку m_1, зведемо з цієї точки нор-



Фіг. 166. Визначення розмірів подвійного сувака із змінним розширним ексцентриситетом: 1) нормальне наповнення; 2) максимальне наповнення; 3) відсіч осі сувака, 4) попереджання випуску; 5) початок стиску.

малю до лінії Om_1 до перетину з колом обертання корби в точці ρ_n (приймаючи, як і раніше, $\rho = r_1$, що, безумовно, не обов'язково).

Ексцентриситет ρ_n продовжуємо в нижнє півколо до точки ρ'_n. Додавши ρ'_n та r_1 за правилом паралелограмів, визначаємо r_{2n} (положення ексцентриситета r_{2n} можна не рисувати). Таким чином, ми знайшли другу точку кривої вершків. Легко зміркувати, що точки r_{2m} та r_{2n} лежать на дузі кола, описаного з точки r_1 радіюсом $\rho = r_1$, тому що обидва паралелограми являють собою ромби з боком r_1; значить,

$$\overline{r_1 r_{2m}} = \overline{r_1 r_{2n}}$$

Ця дуга й являє собою криву вершків даного пароросподілу.

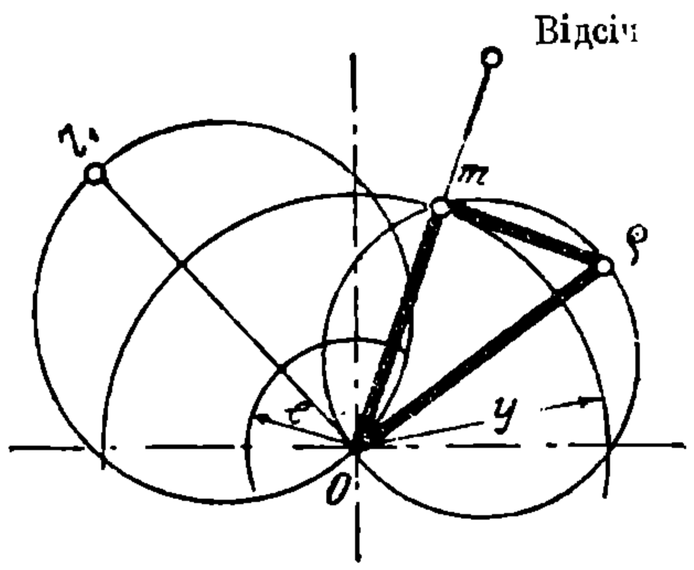
Крива вершків у цьому випадку пройде через центр діяграми, тому що відстань до нього від центра дуги дорівнює r_1.

Тепер залишається тільки відзначити мінімальну міру наповнення. У розгляданому випадку вона матиме місце, коли $r_2 = O$. Величина r_2, як діягоналя паралелограма з боками r_1 та ρ', може дорівнювати нулеві лише в тому випадку, коли ρ' буде продовженням r_1. Тому, ρ_{min} повинно збігатися з r_1, і положення корби в момент відсічі ми найдемо, на перетині кола, описаного

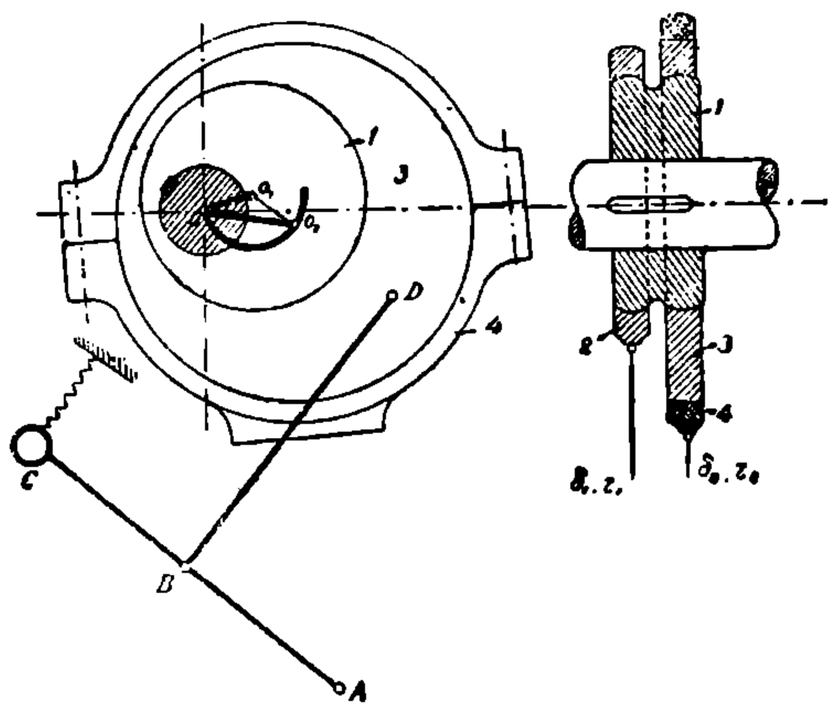
НБ УДУНТ (ДІІТ)

на ρ_{min} (r_1) з колом радіюса y (точка a). Відсіч для мінімальної міри наповнення відбувається при мертвому положенні толока[1].

Отже, щоб здійснити намічені межі реґулювання, ми повинні мати постійні r_1 та δ_1, а ексцентриситет розширного сувака зміняти від r_{2max} до нуля з пере-



Фіг. 167. Визначення ексцентриситета ρ.



Фіг. 168. Схема розташування ексцентриків.

ставлянням кута випереджання від δ_2 до δ_{min}. (Останній кут визначається лінією дотичною до кола для ρ_{min} (r_1).

Конструкцію розглянутого розподілу можна здійснити так, як схематично показано на фіг. 168.

На валі машини заплішене ексцентрикове кружало (1), що має ексцентриситет $r_1 = OO_1$ і кут випереджання δ_1.

Вірвант (2), що охоплює це кружало, надає руху основному суваковi. На цьому самому кружалі, що має подвійну ширину проти нормального, надягнене друге ексцентрикове кружало (3), центр якого міститься в точці O_2, до того відстань

$$O_1O_2 = r_1 = OO_1$$

Якщо зовнішнє ексцентрикове кружало ми будемо обертати по внутрішньому кружалі, то точка O_2 опише коло біля точки O_1, до того ж це коло пройде через точку O і являтиме собою криву вершків даного пароподілу.

Вислідний ексцентриситет усієї системи подається відтинком OO_2. Це є не що інше, як величина r_2 на цайнерівській діяграмі. Коли центр O_2 збіжиться з точкою O

$$r = O,$$

що відповідає мінімальній мірі наповнення.

Кружало (3) охоплене вірвантом (4), що надає руху розширному суваковi. Зовнішнє ексцентрикове кружало можна повернути за допомогою плоского реґулятора, тягар якого схематично виображений у точці C на важелі AC.

Коли збільшується число обертів машини (що буває, як її знетяжують), тягар C під впливом відосередкової сили відкидається й розтягає пружину реґулятора, точка B переміщається по дузі кола біля точки A, тягель BD повертає зовнішнє ексцентрикове кружало, зменшує r_2, а разом із ним і міру наповнення.

Коли збільшується обтяження машини, то число обертів її зменшується, пружина реґулятора перемагає відосередкову силу тягара й приводить його

---

[1] Відзначимо, що, коли розміри сувака відповідають фіг. 166, мінімальну міру наповнення слід взяти більшу за вищезазначену, бо, коли $\rho = \rho_{min}$, то відсіч розширного сувака станеться під час мертвого положення толока, а в точці b вікно в основному суваку знову відкриється; станеться повторний впуск, що триває до моменту відсічі основним суваком.

НБ УДУНТ (ДІТ)

до внутрішнього положення. Тягель *BD* повертає кружало в протилежний бік, збільшуючи ексцентриситет r_2 і міру наповнення.

У всій системі ексцентриків та реґулятора нерухомою є лише точка *O*, а решта частин обертається біля неї.

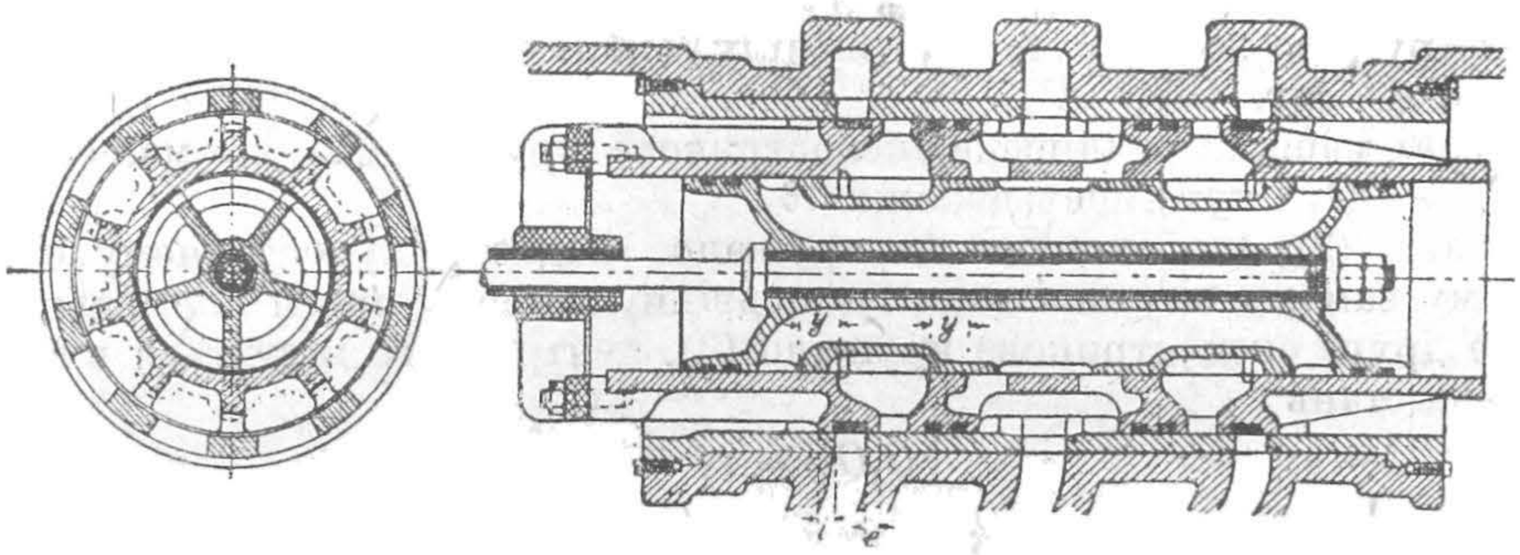
Точка опори тягара *A* міститься на кожусі реґулятора, що обертається разом із валом.

§ 59. Штайнівський сувак

У тих випадках, коли *y* від'ємний (себто під час середнього положення розширний сувак тримає вікна в основному суваку відкритими), а також у тих випадках, коли *y* додатний, але менший за ρ_{min}, абсолютно нульового наповнення досягти не можна. Це пояснюється тим, що в деякі моменти вікно в основному суваку заповнює пара і ця пара переходить у циліндер машини, хоча б момент відсічі розширним суваком збігався б із моментом початку впуску.

Для швидкорушних машин з конденсатором, що працюють парою високого тиску, які дуже чутливі до розгону під час ялового ходу, цілком доцільно застосовувати суваки, в яких додатний перекривок *y* більший за відносний ексцентриситет ρ_{min} під час мінімального наповнення.

Таку конструкцію подвійного сувака із змінним розширним ексцентриситетом запропонував інж. Штайн і її виображено на фіг. 169.



Фіг. 169. Штайнівський сувак.

Обидва суваки, основний і розширний, сконструктовано, як толокові суваки із внутрішнім упуском пари.

У середньому положенні розширний сувак, що має тріківський канал, перекриває вікно в основному суваку на величину *y*. Тому, під час впуску в ліву порожнину розширний сувак всунутий відносно основного праворуч на величину $\xi_0 > y$. Впуск пари в циліндер починається під час всову основного сувака ліворуч на величину *e*, а випуск — під час всову його праворуч на величину *i*. Завдяки внутрішньому впускові пари, цайнерівські кола цього пароросподілу, верхнє й нижнє, міняються своїми знаками, а ексцентрики повинні бути заплішені так, щоб вони були на кут $90° - \delta$ від корби (див. § 46).

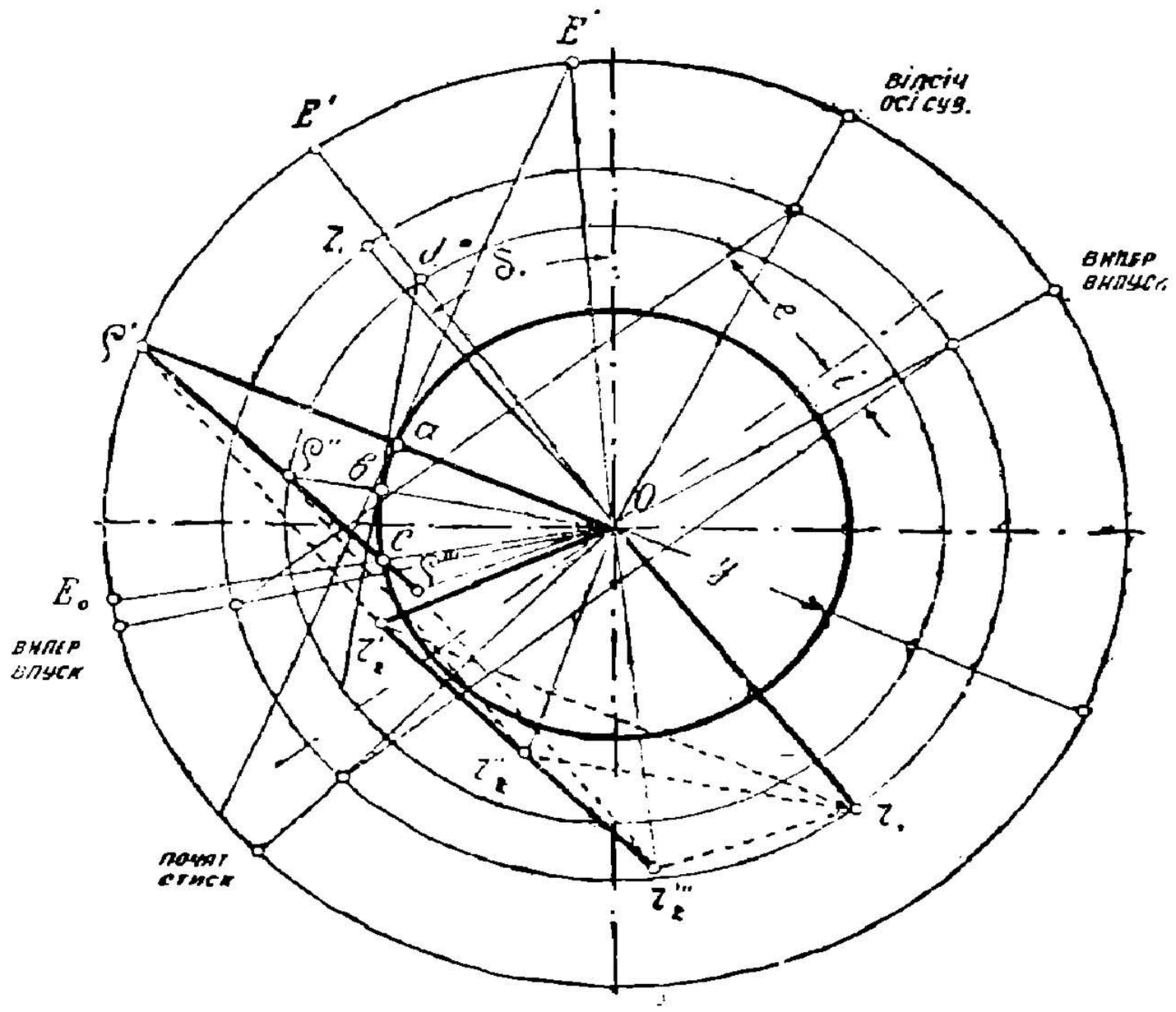
На фіг. 170 подано Мюллерову діяграму для штайнівського сувака.

Коло основного сувака, описане радіюсом r_1, вказує при заданих *e* та *i* моменти: відсічі основним суваком, попереджання випуску, початку стиску, попереджання впуску.

Розширний ексцентриситет може мінятися в межах r_2' до r_2''', до того ж крива вершків його являє собою пряму лінію. Злучивши краї r' та r_2' та добудувавши паралелограм, знаходимо відносний ексцентриситет ρ'. Його коло прийняте також за коло обертання головної корби. Для довільного r_2'' і для r_2''' найдено відповідні ρ'' та ρ'''. Крива вершків для ексцентриситетів паралельна $r_2' r_2'''$.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Величину перекривків y вибрано трохи більшою за мінімальний ексцентриситет ρ'''. Щоб визначити найбільшу міру наповнення поведемо лінію нормальну Op' на відстані y від центра діяграми; інакше кажучи дотичну до кола y через точку a. OE' є положення корби під час максимального наповнення. Якщо



Фіг. 170. Мюллерова діяграма для штайнівського сувака: 1) початок стиску; 2) попереджання впуску; 3) відсіч осі сувака; 4) попереджання випуску.

розширний ексцентриситет збільшиться до r_2'', а відносний зменшиться до ρ'', то дотична в точці b перетне мюллерівське коло для ρ'' в точці d; тому міра наповнення буде відзначена положенням корби OE''. Якщо ексцентриситет ρ''', то вікно в основному суваку зовсім не відкриватиметься, бо $\rho''' < y$. Абсолютне нульове наповнення матиме місце, коли відносний ексцентриситет дорівнюватиме Oc, до того ж точка c визначиться перетином кола y з кривою вершків для ρ. Для безпеки звичайно вибирають ρ_{min} на $2 \div 3$ мм меншим за y.

Вертаючись до конструкції штайнівського сувака, слід відзначити, що він цілком зрівноважений, простий і надійний у роботі. Цей сувак з успіхом можна застосовувати в машинах для високого тиску й високої температури пари, особливо у сторчових машинах.

§ 60. Двокамерні суваки

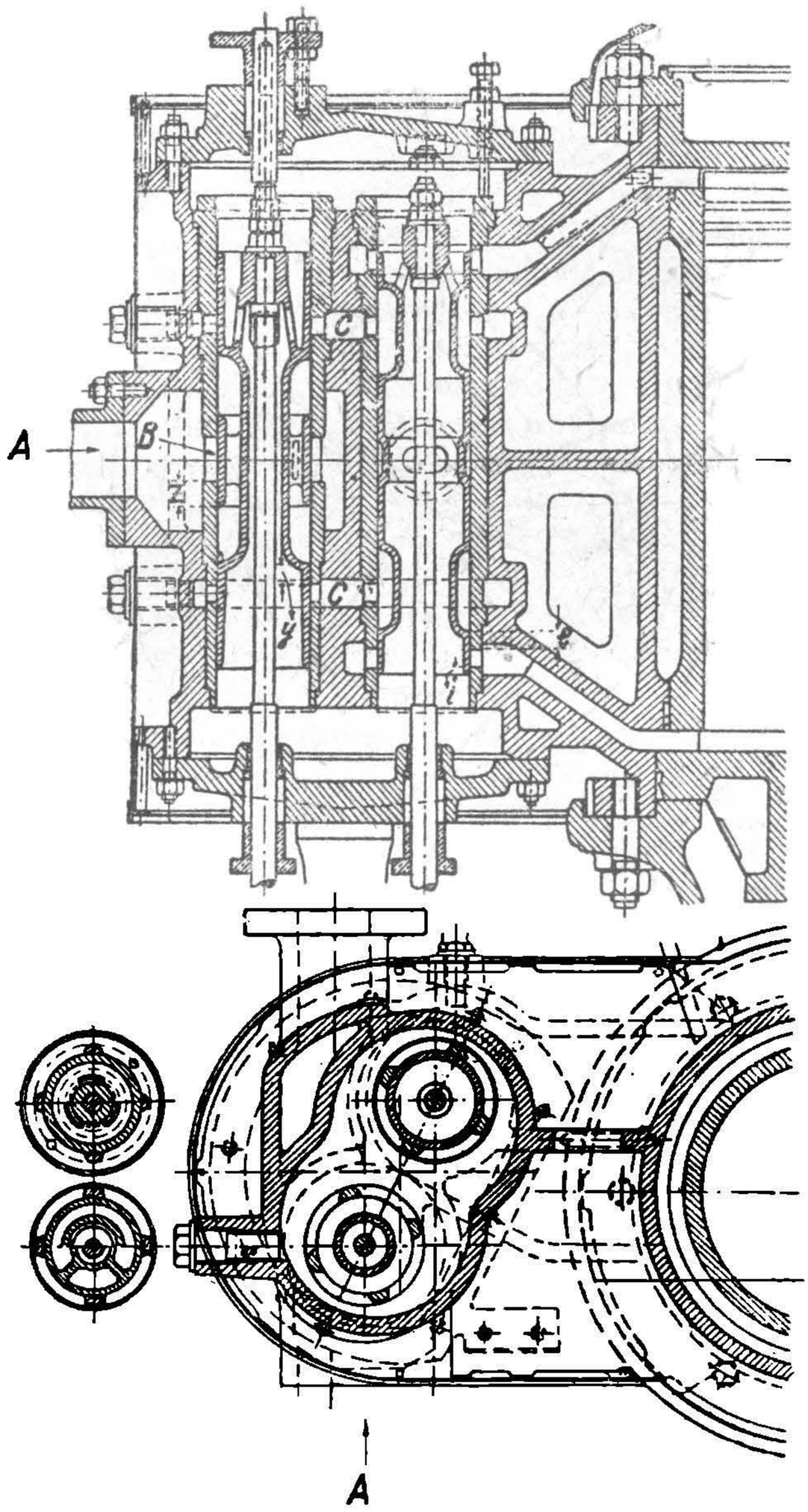
Ця система суваків є відміна подвійних суваків: тут розширний сувак переміщається не на основному, а на нерухомій суваковій поверхні; в останній прорізані вікна, що напрямляють пару в коробку основного сувака.

За приклад конструкції може бути циліндричний двокамерний дерфелівський сувак, виображений на фіг 171.

Обидва суваки — основний (на рис. праворуч) та розширний (ліворуч) працюють із внутрішнім впуском пари. Пара входить трубою A у ліву суваккову коробку. Вікна B відкрито лише під час періоду впуску; решту часу,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

кільчастий приливок сувака, який прикриває їх, не дає витікати парі (нещільними місцями. Каналами *C* пара входить у коробку основного сувака і, коли останній зсунутий на величину перекривків *e*, попадає в циліндер.



Фіг. 171. Двокамерний дерфелівський сувак конструкції Dingler'sche Maschinenfabrik A. — G.

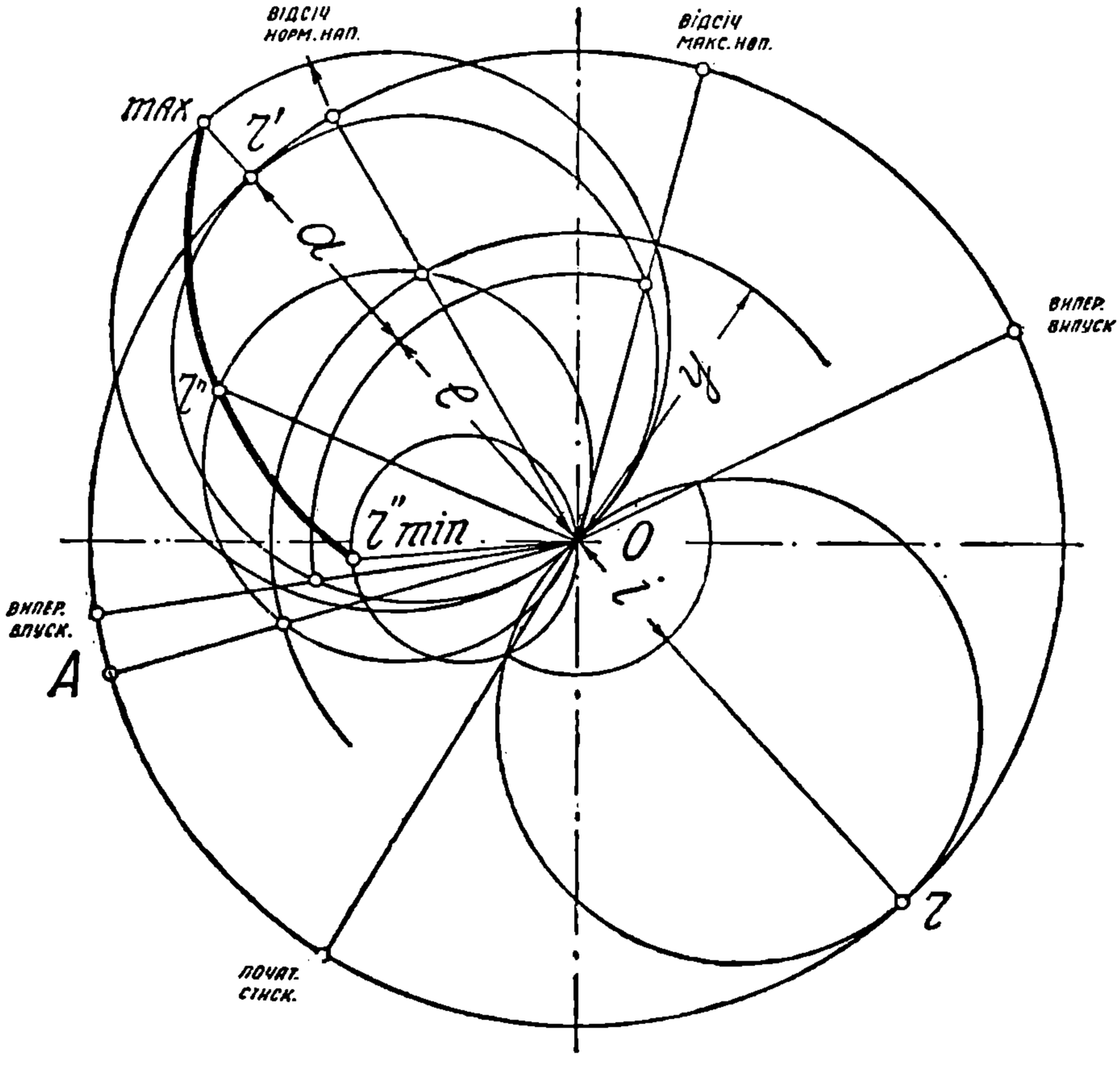
Основний сувак керує незалежно від розширного попереджанням впуску, попереджанням випуску та початком стиску пари. Він же встановляє максимальну міру наповнення. Розширний сувак, що перебуває під чином плоского регулятора, керує лише моментом відсічі. Остання настає під час закривання суваком каналів *C* (сувак при цьому перебуває на віддаленні *y* від середнього положення).

Сувакову діяграму, що стосується цього пароросподілу, виображено на фіг. 172.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Основний сувак набуває собі руху від ексцентрика з ексцентриситетом і постійним кутом випереджання. Ексцентриситет розширного сувака r'' може змінятися відповідно до грубо нарисованої кривої вершків.

Під час максимальної міри наповнення ровширний сувак відкриває й закриває канали в ті самі моменти, що й основний сувак (проте, це не обов'язкове).



Фіг. 172. Цайнерова діяграма для двокамерного сувака: 1) попереджання впуску; 2) відсіч нормального наповнення; 3) відсіч максимального наповнення; 4) попереджання випуску.

При нормальній потужності машини розширний ексцентриситет дорівнює r'' і відкриває канал для впуску пари до основного сувака під час положення корби OA. Мінімальною міра наповнення буде тоді, коли величина $r'' = y$, обсолютно нульовою міра наповнення буде, коли $r'' \leqslant e$. При цьому слід звертати увагу на нерівність перекривків e (для вирівнювання міри наповнення) і робити r''_{min} меншим за найменший із перекривків e.

Величину y роблять звичайно трохи більшою за e. Перекривок z середнього канала (див. фіг. 171) повинен бути міліметрів на 2 менший за y.

НБ УДУНТ (ДІТ)

2. Хлипакові пароросподіли

§ 61. Розподіл, конструкція й розрахунок хлипаків

Про хиби сувакових розподілів у своєму місці вже говорилося. Плоскі суваки здебільшого не зрівноважені, мають нахил затинатися, не можуть працювати перегрітою парою.

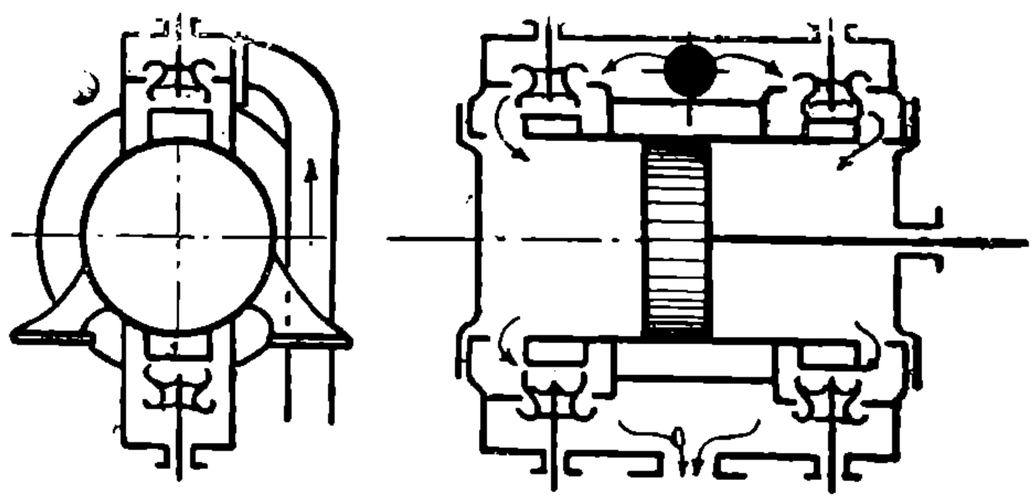
Прості циліндричні суваки не можуть працювати з малими мірами наповнення; подвійні циліндричні суваки мають складну конструкцію, що втруднює ремонт та догляд машини.

Пароросподіл хлипаками вільний від більшости цих хиб, і на сьогодні він найпоширеніший.

Звичайно в одноциліндровій машині роблять 4 хлипаки: у кожній порожнині є хлипак для впуску й хлипак для випуску пари; лише в штумпфівських машинах, де випуск провадиться вікном посередині циліндра, не має потреби в випускному хлипакові, й циліндер має лише два хлипаки.

Розполіг хлипаків на машині звичайно відповідає схемі на фіг. 173.

По краях циліндра містять хлипакові коробки: дві згори й дві знизу; у верхніх коробках містять хлипаки для впуску, а в нижніх для випуску пари. У деяких випадках хлипаки ставлять не на циліндрі, а в його покришках, до того ж останні набувають значно складнішої конструкції, ніж звичайно.



Фіг. 173. Схема розташування хлипаків.

Проте, ця система некорисна з погляду нагріву покришки гострою парою та щодо зменшення шкідного простору, бо довжина каналів для підводу й випуску пари виходить незначна.

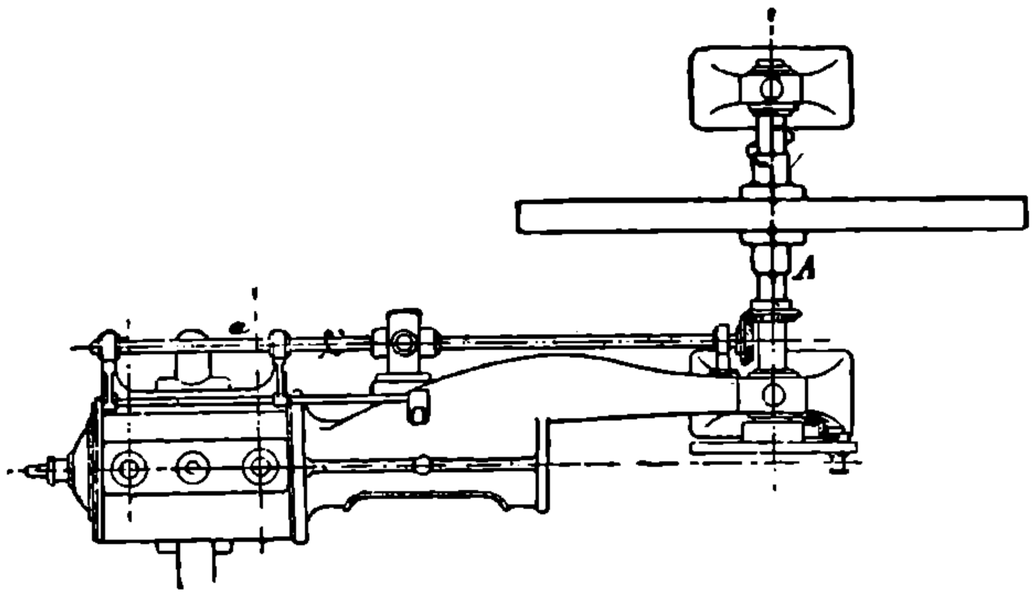
Найзручніший такий розполіг хлипаків у штумпфівських машинах (фіг. 18), де, коли є лише один хлипак у покришці, легко підвести пару до хлипака знизу й разом із цим добре прогріти внутрішні стінки покришки.

Руху хлипакам, себто підіймання та спускання їх, надають за допомогою спеціяльних механізмів, в яких сутню ролю відограють ті самі ексцентрики, що й у суваковому розподілі.

Загальний розполіг повідні показаний на фіг. 174.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Від головного вала *A* за допомогою пари конічних трибових коліс обертання передається розподільчому валкові *a*, розташованому рівнобіжно до осі машини. Передатне відношення трибових коліс роблять рівним, як 1 : 1, так що розподільчий валок обертається з тим самим числом обертів, що

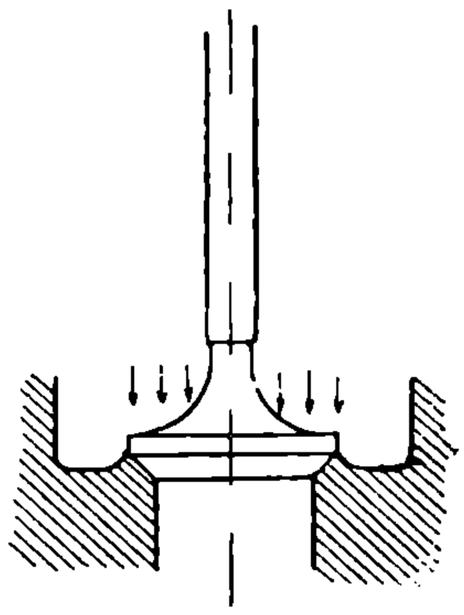


Фіг. 174. План машини з хлипаковим пароросподілом.

й головний вал. На розподільчий валок надягають ексцентрики, які за допомогою спеціяльних механізмів підіймають і спускають хлипаки. Ексцентрики для впускних хлипаків розміщено поруч із ексцентриками для випускних хлипаків. У деяких випадках один ексцентрик обслуговує обидва хлипаки. Замість ексцентриків іноді вживають кулачних шайб.

Конструкцій хлипаків до останнього часу вживали двосідлових, а іноді навіть і чотирисідлових.

Проте, найпростішу конструкцію має хлипак односідловий — тарілчастий (фіг. 175). До того ж він дає абсолютну щільність запирання і його можна б було вважати за найкращий орган пароросподілу. Проте, цей хлипак має ту хибу, що він не зрівноважений — на хлипак згори чинить тиск пари, не зрівноважений під хлипаком. Тому, для підіймання хлипака доводиться витрачати значне зусилля, що вимагає неконструктивно солідних деталів повідневого механізма.



Фіг. 175. Односідловий хлипак.

Останніми часами за проєктом проф. Штумпфа побудовано все таки машину з односідловим хлипаком. Штумпф робить діяметр хлипака по змозі малий, що спричиняє потребу значної вишини підіймання. Через високий стиск у прямотечійних машинах, вислідний тиск на хлипак у момент його підіймання не великий. Спеціяльно сконструктованим повідневим механізмом Штумпфові пощастило досягти великого підіймання хлипаків навіть при малих мірах наповнення (див. § 73).

Двосідловий хлипак (фіг. 176 та 177) являє собою тіло обертання, злучене ребрами з утулком. Хлипак спирається на дві кільцеві поверхні, які можна втворити або безпосередньо в виливку циліндра, або на спеціяльних гніздах установлених в циліндер.

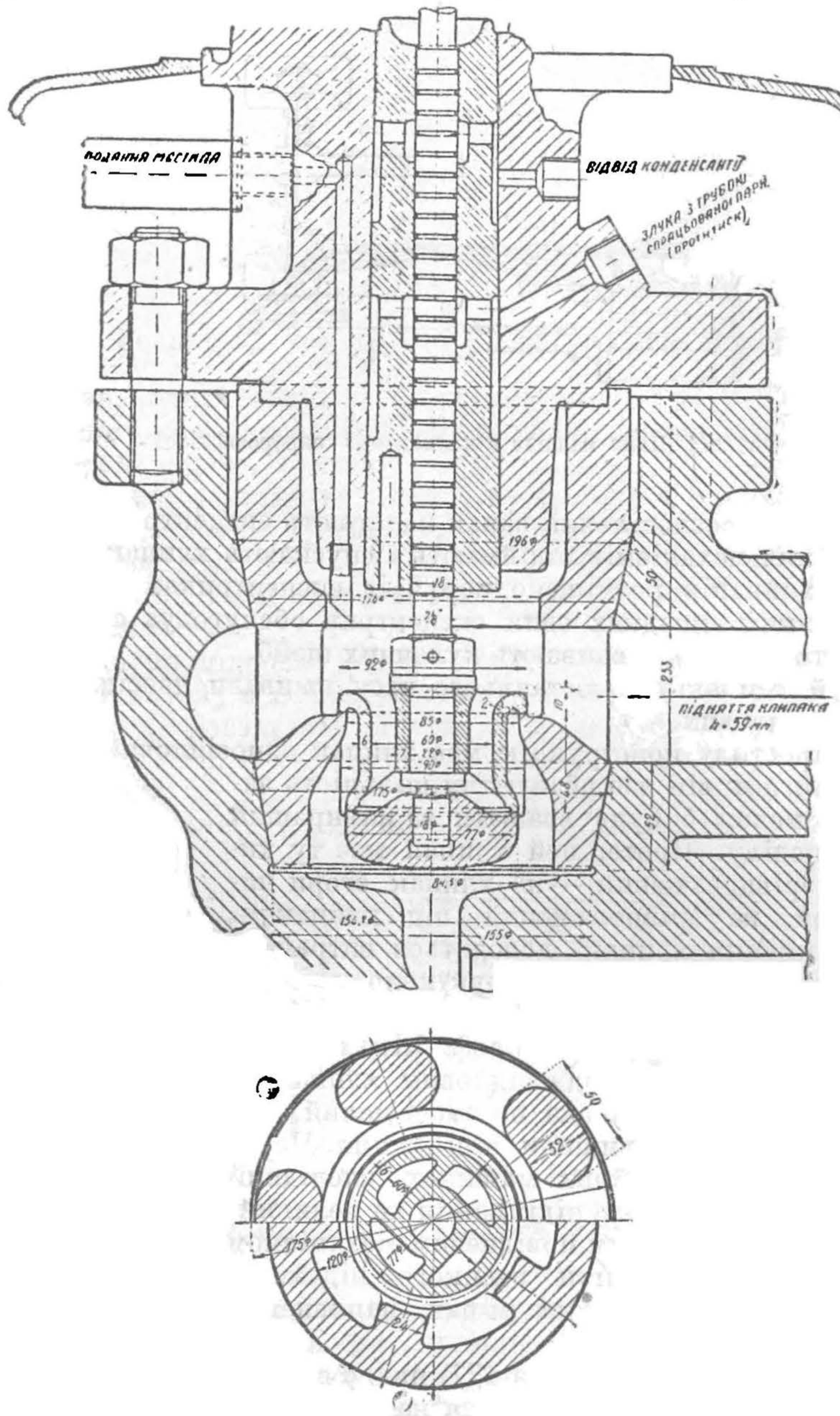
Застосування вставних гнізд спричиняється тим, що хлипак, притертий у холодному стані, здовжується під час нагріву його парою в меншій мірі, ніж виливок циліндра, стінки якого значно товщі за тіло хлипака. Віддалення між опорними поверхнями міняється й щільність прилягання хлипака порушується.

Звичайно рекомендується притирати хлипаки в гарячому стані, але практично іноді це викликає значні труднощі. А розміри вставних гнізд можна

НБ УДУНТ (ДІТ)

добрати так, що їхнє подовження буде однакове з подовженням хлипака. Із тих самих міркувань слід вишину хлипака робити по змові малою.

Конструкції із вставними гніздами ще мають і ті переваги, що під час



Фіг. 176. Двосідловий хлипак машини високого тиску (40 атм) Брюнської машинобудівельної виробні.

ремонту машини, їх легко перевіряти на варстаті, а в разі спрацьовування — переміняти без великих витрат.

Опорні поверхні хлипка роблять або поземими, або похилими; в останньому разі їх виконують або рівнобіжно одну до одної, або так, що вони сходяться в спеціяльнім вершку.

Усі ці способи втворювати опорні поверхні майже рівноцінні.

Хлипаки завжди робляться чавунними із стінками завтовшки $\delta = 5 \div 10$ мм

НБ УДУНТ (ДІТ)

Ширина опорних поверхень хлипака звичайно становить $s = 2 \div 4$ мм. За Ґрасманом

$$\delta = 2 + 0{,}0025\ d\ (3 + p_1 - p_2)$$
$$s = (0{,}3 + 0{,}6)\delta,$$

де $p_1 - p_2$ позначають найбільшу різницю тисків по обидва боки хлипака, d — середній діяметр хлипака в мм (d_a — на фіг. 177). δ — виходить у мм.

Товщину стінок хлипака біля опорних поверхень роблять звичайно в 1,5 рази більшою.

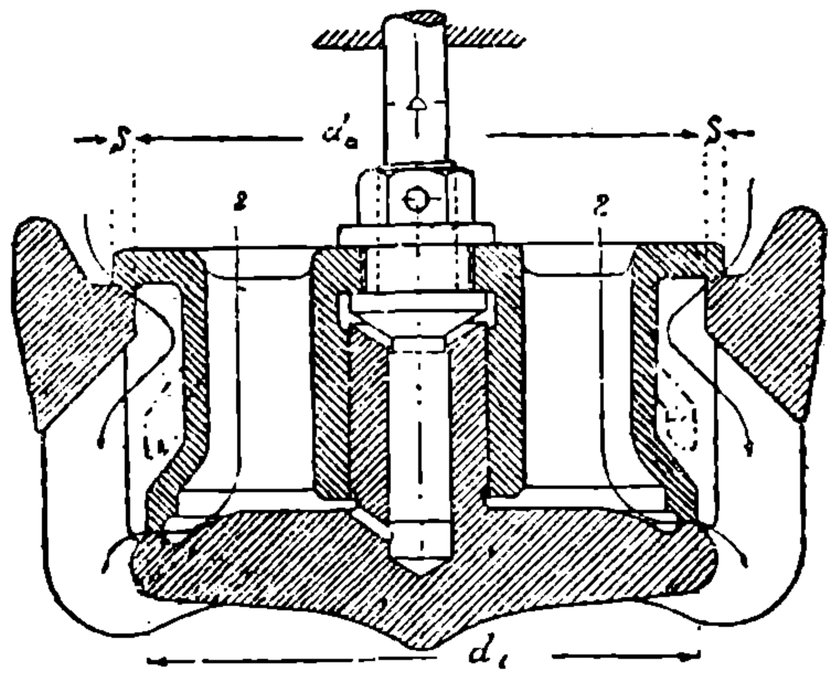
Якщо внутрішній діямстр верхнього гнізда позначити через d_a, зовнішній діяметр нижнього гнізда через d_i, то d_a роблять лише на стільки більший за d_i, щоб хлипак можна було вийняти.

Звичайно:

$$d_a = d_i + (0{,}5 + 1)\text{мм}.$$

Неврівноважена площа хлипака становить:

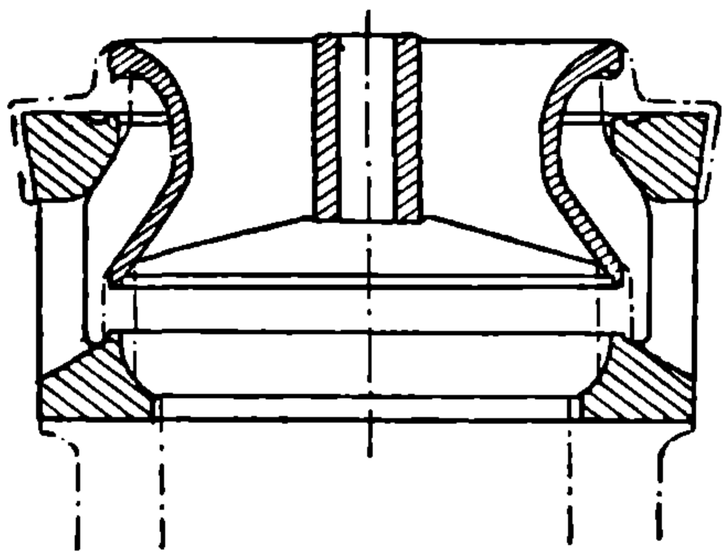
$$\frac{\pi}{4}\left[(d_a + 2_s)^2 - (d_i - 2_s)^2\right]$$



Фіг. 177. Двосідловий хлипак.

Проте різниця між діяметрами дуже невелика, так що сила тиску пари на незрівноважену площу незначна, і для підіймання хлипака великого зусилля не треба.

Виображений на фіг. 178 хлипак Лентцової системи є цілком зрівноважений, бо в ньому $d_a = d_i$. Цей хлипак вилівають разом із гніздами так, як показано крапчаком і потім вирізають під час обточування на токарці.



Фіг. 178. Лентцівський хлипак.

Пара проходить у циліндер через хлипак двома шляхами: біля верхнього гнізда під хлипак і в той самий час через хлипак біля спіднього гнізда. Якщо хлипак підняти над гніздами на величину h, то для проходу пари відкриті перекрої: $\pi d_2 h$ (згори) та $\pi d_i h$ (знизу).

Звичайно, під час розрахунку хлипака різницею між d_a та d_i нехтують і вважають, що середній діяметр дорівнює d. У такому випадку під час підіймання хлипака на величину h для проходу пари можна вважати відкритою площу $2\pi dh$.

Хлипак повинен мати цілком надійний напрям. У тій конструкції, яку виображено на фіг. 177, дається подвійний напрям: з одного боку утулок хлипака охоплює виступну частину спіенього гнізда, а з другого, у ту саму виступну частину входить продовження хлипакового тягеля. Незалежно від цього, тягель має напрям і над хлипаком.

Діяметр тягеля

$$\Delta = 10 \div 25 \text{ мм}$$

Утулок хлипака злучений із тілом його за допомогою ребер. Ці ребра можуть бути розташовані або радіяльно, або танґенціяльно (фіг. 176).

Друга схема раціональніша для високих температур, бо, під час розширяння ребер, намагаються нібито повернути хлипак біля його утулка, в той час, як при радіяльному напрямі ребер вони сприяють перетворенню круглого перекрою хлипака на багатогранчастий.

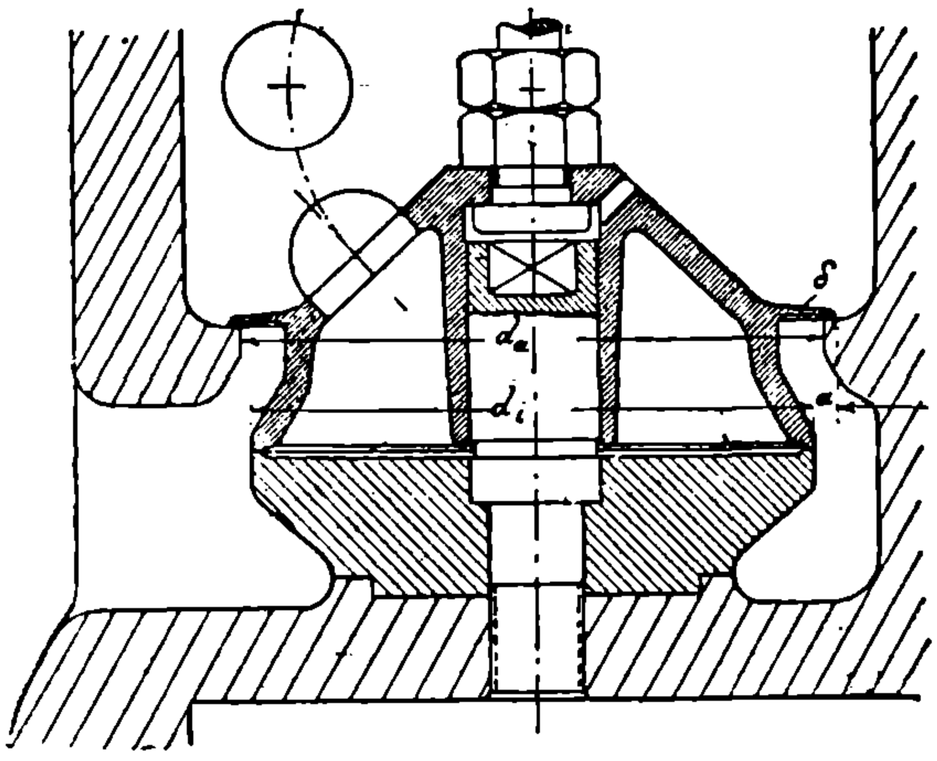
НБ УДУНТ (ДІТ)

Щоб досягти абсолютної щільности запирання хлипаком при перших-ліпших температурах Штумпф запропонував конструкцію пружинистого хлипака, поданого на фіг. 179.

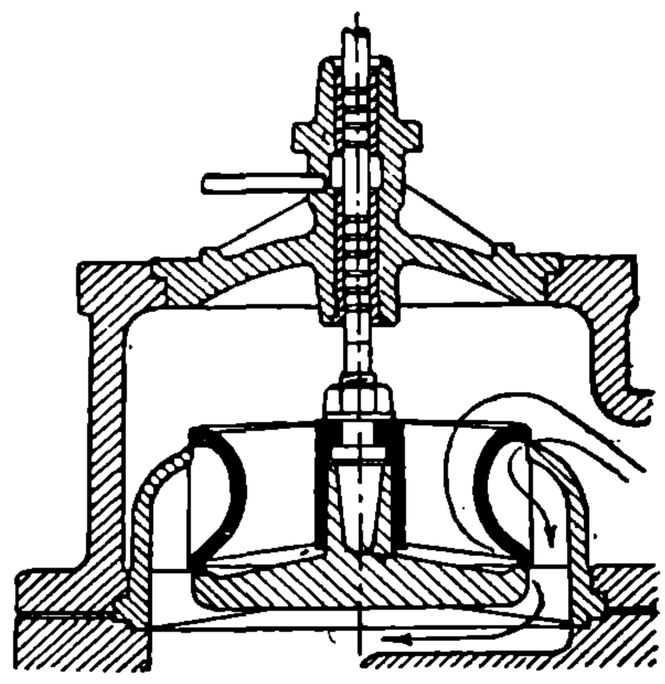
У цьому хлипаку різниця між діяметрами d_a та d_1 —значно більша, ніж у нормальному типі. Штумпфівський хлипак виготовляється із сталі; товщину кільцюватої частини δ роблять дуже невначною:

$$\delta = 1 \div 2{,}5 \text{ мм}$$

На цю поверхню, завширшки a, чинить незрівноважений тиск пари, що й притискає верхню частину хлипака до свого гнізда навіть у тому випадку,



Фіг. 179. Пружинистий штумпфівський хлипак.



Фіг. 180. Хлипак для перегрітої пари.

коли відстань між опорними поверхнями хлипака більша за відстань між гніздами. Хиби цього хлипака полягають у трудності виготовлення його та недостатній зрівноваженості.

Раціональну конструкцію має хлипакове гніздо на фіг. 180: стінки його своєю формою та товщиною наближаються до тіла хлипака й під час нагріву розширяються так саме, як і хлипак. Цю конструкцію можна особливо рекомендувати для високо перегрітої пари.

Розраховують хлипаки за тими самими формулами, що й для сувакових розподілів. Потрібний перекрій для проходу пари:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{w}$$

де F — площа толока, c_m — пересічна швидкість толока під час впуску, w допускна швидкість пари. Вартості w ті самі, що й для суваків. У правій частині формули всі величини відомі, і f легко визначити.

Якщо припустити, що хлипак цілком удалий, то для проходу пари буде відкритий перекрій $\frac{\pi d^2}{4}$, За цією формулою можна розрахувати діяметр односідлового хлипака.

Обраховуючи, що в двосідловому хлипаку цей перекрій трохи заставлений стінками й ребрами хлипака, можна припустити, що

$$k \cdot \frac{\pi d^2}{4} = f$$

(де k — сучинник звужування).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Якщо хлипак ще не вирисуваний, то можна взяти $k=0{,}7$. Із цієї формули можна визначити середній діяметр хлипака d.

$$d = \sqrt{\frac{4f}{0{,}7\ \pi}}$$

З іншого боку, під час підіймання хлипака на величину h, пара, як ми вже встановили, проходить перекроєм $2\pi dh$.

З формули $$f = 2\pi dh$$

визначається потрібне підіймання хлипака. Коли хлипакові гнізда мають конічні поверхні (фіг. 181), то відстань між хлипаком та гніздом, нормальну до струмини пари, вимірюється відтинком x. Тому

$$f = 2\pi dx,$$

або, через те що $x = h \cdot \cos\alpha$

$$f = 2\pi dh \cdot \cos\alpha$$

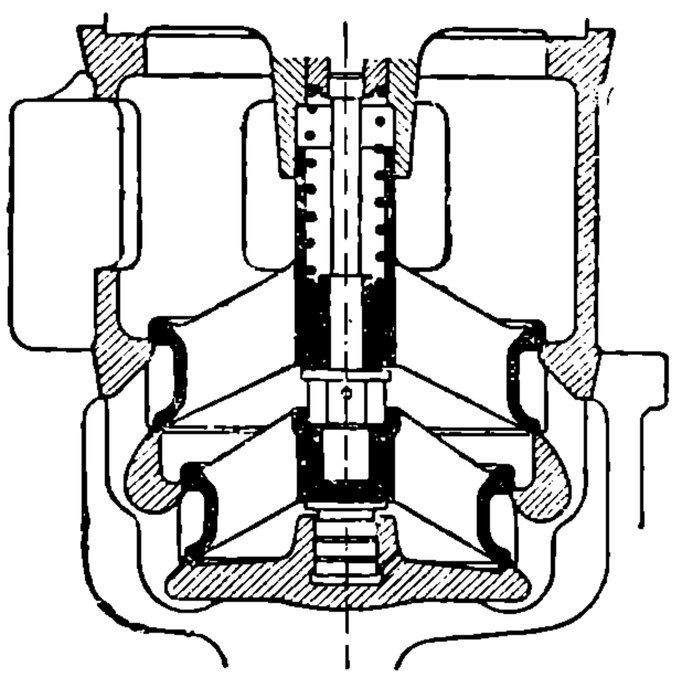


Фіг. 181. Конічна опорна поверхня хлипака.

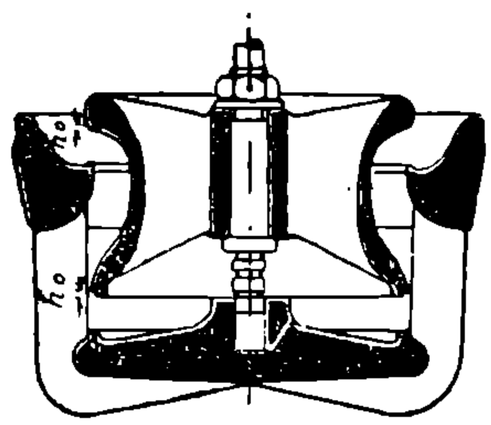
Коли конструктується хлипак і його коробку, то треба мати на увазі, що вільний перекрій для проходу пари в усі частини хлипакової коробки при різних положеннях хлипака не повинен бути менший за f. Цій умові між іншим повинен задовольняти й кільцевий перекрій самого хлипака (між тілом хлипака та його утулком), яким проходить половина всієї кількости пари.

На фіг. 182 подано конструкції 4-сідлового хлипака, що складається з двох окремих хлипаків. Верхній із них надягнений на тягель вільно і його притискає до гнізда спеціяльна пружина. 4-сідловий хлипак дає змогу значно зменшити діяметр і вишину підіймання хлипака, а тому його застосовують у великих машинах.

У момент насаджування хлипака бажано з одного боку дати йому найбільшу швидкість, щоб зменшити дроселювання пари, а з другого—невелику, щоб уникнути вдару об сідло. Щоб погодити обидві ці вимоги, хлипак виконують інколи з перекривками h_0 (фіг. 183).



Фіг. 182. 4-сідловий хлипак.



Фіг. 183. Хлипак з перекривками.

При цьому загальне підіймання хлипака становить $h + h_0$. Момент відсічі настає тоді, коли хлипак перебуває від гнізда на величину h_0. З цього моменту спад можна загаяти і, таким чином, зменшити вдар під час насаджування.

§ 62. Класифікація механізмів для надавання чину хлипакам. Загальне оцінювання хлипакових розподілів

Механізми підіймати та спускати хлипаки поділяється на дві основних групи: примусові й ровчішні (останні звуть також механізмами із вільним паданням хлипаків).

НБ УДУНТ (ДІТ)

У примусових розподілах хлипак протягом усього свого ходу вгору та вниз зв'язаний із повідневим механізмом. У розчіпних пароросподілах хлипак тільки підіймається під чином цього механізма, а в момент відсічі хлипак та механізм розчіпляються, і останній падає під впливом пружини, закладеної над хлипаком.

Механізми примусові можуть працювати з постійною й змінною мірами наповнення. У першому випадку їх застосовується лише в розподілах випуску. У другому випадку міра наповнення встановляється регулятором, що чинить або на ексцентрик, змінюючи його елементи (плоский регулятор) або на проміжні частини механізма.

До розгляду окремих систем хлипакових механізмів дамо загальне оцінювання цим пароросподілам.

Хлипакові розподіли мають такі переваги.

1. Здійснюється 4 шляхи на пару в циліндрі, по 2 на кожну порожнину циліндра, що, як зазначалося, трохи зменшує втрату від початкової конденсації.

2. Впускні та випускні органи відокремлені одні від одних і чину їм надають часто окремі ексцентрики. Вирівнювання наповнень в обох порожнинах і точне здійснення наміченої індикаторної діяграми, завдяки цьому, цілком можливе.

3. Щільність запирання хлипаків в достатній мірі надійна хоч і треба дуже старанно притирати їх, найкраще в гарячому стані.

4. Застосування перегрітої пари цілком можливе і не викликає жодних труднощів.

5. Щоб підіймати хлипаки доводиться витрачати дуже невеликих зусиль — значно менших, ніж для всування незрівноважених суваків; тому, всі частини повідневого механізма можуть бути виконані легкої конструкції і механічний сучинник видатности машини в достатній мірі високий.

6. Хлипаки закривають канали дуже швидко, зменшуючи дроселювання пари наприкінці впуску: механізм надавати чину хлипакам легко можна спроектувати так, що в момент відсічі швидкість падання хлипака буде в достатній мірі висока.

63. Кулачні шайби

Найпростіший механізм передавати рух хлипакові при постійній мірі наповнення є кулачні шайби.

Рисунок такого розподілу для випускного хлипака поданий на фіг. 184.

На розподільчому валку, центр якого міститься в точці O, є сталева шайба з кулачним виступом. До цієї шайби притискається коліща, що міститься на тягелі bc. Передача до хлипака відбувається за допомогою двораменного важеля cd, що має в точці e опорну точку. Щільне прилягання хлипака до гнізд, а також притискання коліщати до кулачної шайби досягається чином пружини f, яка міститься під хлипаком.

Тягель bc разом з коліщам утримується в потрібному положенні за допомогою важеля ab. Виступну частину цього важеля зроблено у вигляді держака.

Напрям обертання розподільчого валка залежить від розташування конічного трибового колеса, що передає рух від головного вала, а також від того, з якого боку дивитися на машину. У дальшому ми припускатимемо, що обертання розподільчого валка відбувається проти годинникової стрілки.

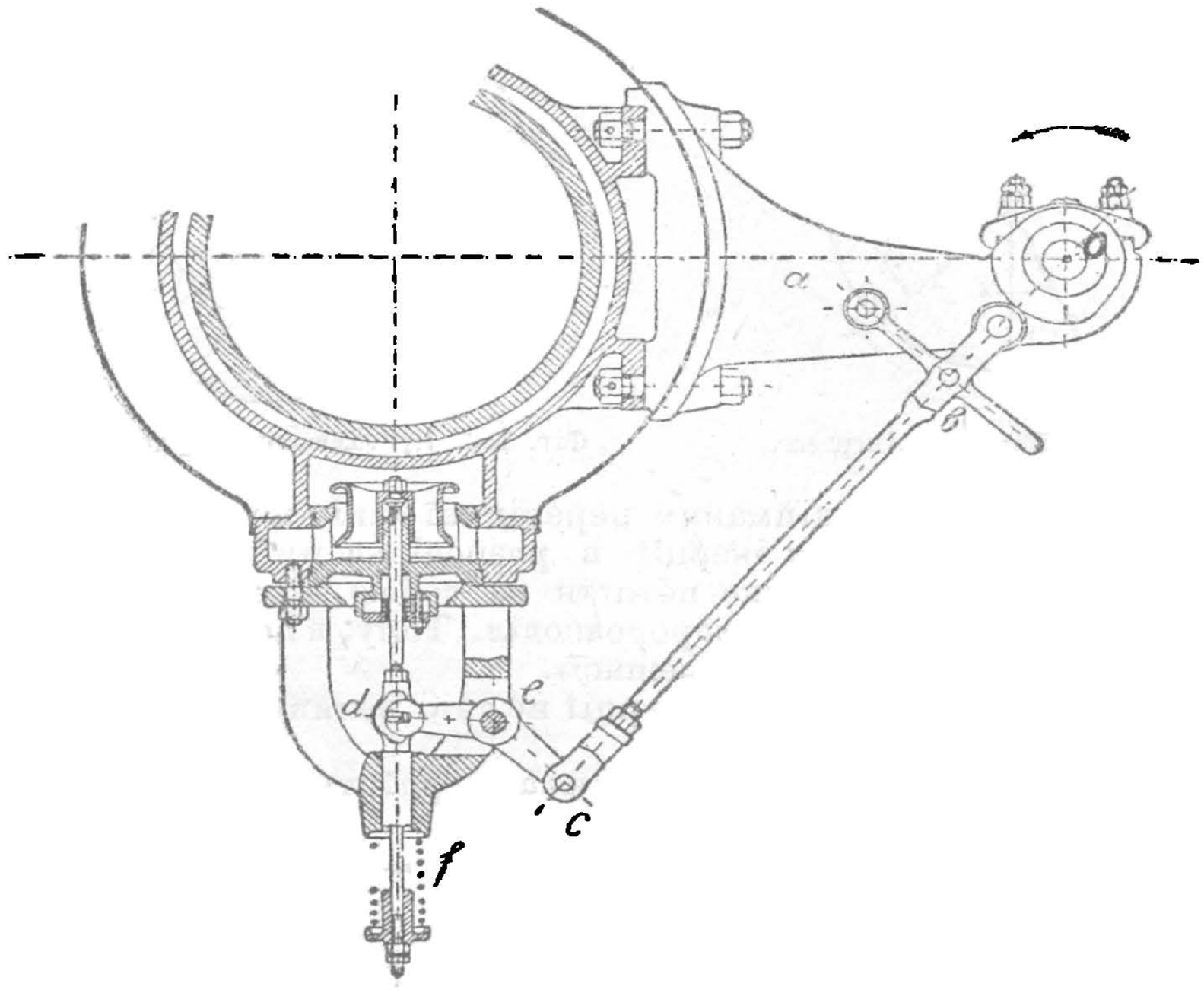
Коли під час обертання шайби кулачний виступ набіжить на коліща, то тягель bc спуститься, до того ж край його c опише дугу кола біля точки e, а край d двораменного важеля підійметься вгору, і, будучи зв'язаний із хлипаком тягеля, підійме й хлипак: почнеться випуск пари з циліндра. Хлипак буде відкритий протягом усього часу перебування коліщати на виступі шайби. Під час збігання з останнього, хлипак закриватиметься під чином стиснутої пружини.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Держак на важелі *ab* роблять для того, щоб можна було руками підняти хлипак, натискаючи на держак. При цьому можна, наприклад, спустити воду з циліндра, так що випускний хлипак може замінити продувний ґрант.

За такою ж схемою може бути зроблений і впускний пароросподіл.

Через те що останній звичайно роблять із реґулюванням міри наповнення,



Фіг. 184. Пароросподіл випуску за допомогою кулачних шайб.

то кулачні шайби застосовують, головне, для розподілу випуску.

Вирисовувати шайби слід за певними правилами. Якщо треба спроєктувати кулачну шайбу для випускного розподілу, то раніше за все на корбовій діяграмі (фіг. 185) машини рисуємо за допомогою індикаторної діяграми положення корби для попереджання випуску та початку стиску.

Кут між краями кулачного виступа на шайбі повинен дорівнювати кутові γ на корбовій діяграмі. Цим визначається положення точок *a* та *b* на профілі шайби (фіг. 186). Вишину підіймання хлипака h вираховуємо, згідно із вказівками з попереднього параграфа.

Різниця радіюсів, якими вирисувано профіль шайби, повинна бути взята

$$r_1 - r_2 = hk,$$

де k відношення рамен важеля:

$$k = \frac{ed}{ce}$$

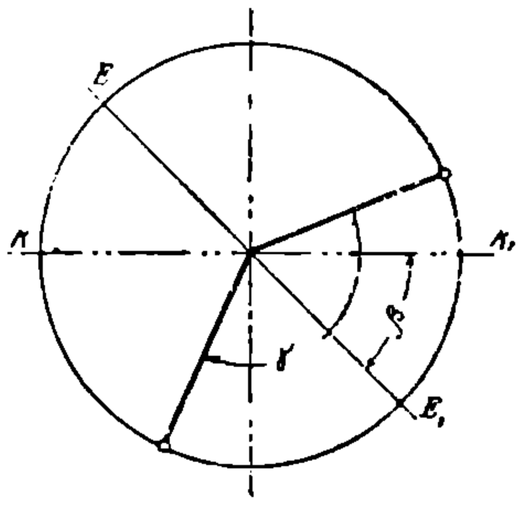
У разі рівнораменного важеля: $r_1 - r_2 = h$.

Вибравши в конструктивних міркувань радіюс шайби й знаючи величину h, ми находимо радіюс кулачного виступу r_1. Цим радіюсом описуємо дугу, а перехідні частини виступу біля точок *a* та *b* вирисовуємо звичайно прямими лініями та дугами кола.

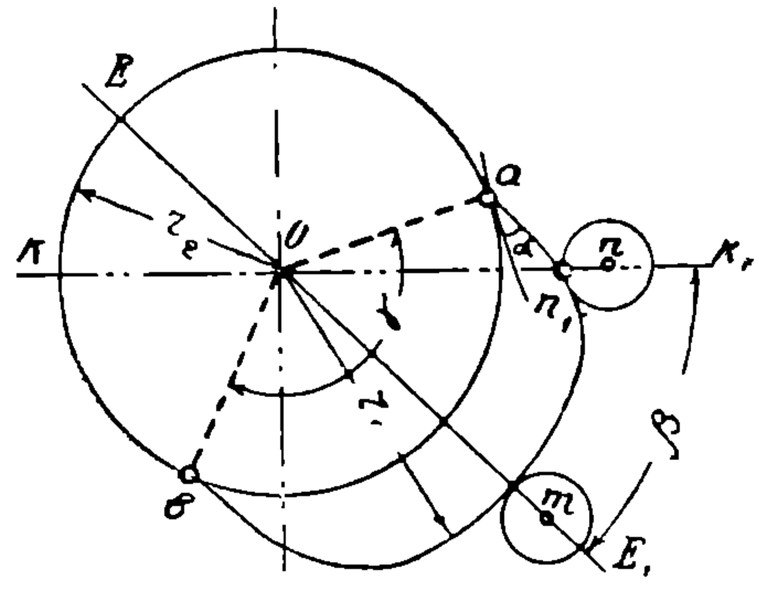
Щоб коліща, яке котиться по шайбі, без удару сходило на виступ, бажано, щоб перехід від точки *a* до виступу відбувався по дотичній в точці *a*. Проте

НВ УДУНТ (ДІТ)

тоді буде невначна швидкість хлипака в момент відкривання та закривання його. Тому, звичайно, перехідну лінію поводять під якимсь кутом α до дотичної. Кут становить $20° \div 30°$ і, як крайній максимум, досягає 40°. Вибираючи величину α, треба брати до уваги число обертів машини. Якщо машина



Фіг. 185. Корбова діяграма.



Фіг. 186. Профілювання кулачної шайби.

швидкорушна, то круте підіймання перехідної лінії на шайбі, себто великий кут α спричиняє значні сили інерції в розподільчому механізмі, а це, коли пружина не дуже сильна, може потягти за собою відходження коліщати від шайби й порушить примусовий пароросподіл. Тому, в швидкорушних машинах намагаються зробити d по змозі меншим.

У тихорушних машинах сили інерції не такі великі і позволяють застосовувати більші вартості кута α.

Між прямою лінією та дугою радіюса r_1 робиться закруглення можливо більшим радіюсом.

Щоб правильно заплішити шайбу на розподільчому валку, треба зв'язати її положення з положенням корби.

Якби напрям тягеля bc збігався з прямою kk_1 на фіг. 186, а положення кута aob відносно тієї самої прямої відповідало б корбовій діяграмі (фіг. 185), вважаючи kk_1 за мертве положення толока, то при першому мертвому положенні коліща для лівої порожнини циліндра повинно було б бути в точці n, стискаючись з точкою n_1 шайби. У дійсності напрям тягеля збігається з прямою EE_1, що поділяє кут γ пополам, і коліща при мертвому положенні толока перебуває в точці m. Тому, кулачну шайбу слід так заплішити на розподільчому валку, щоб під час правого мертвого положення толока шайба, що керує випуском лівої порожнини циліндра, стискалася з коліщам своєю точкою n_1.

Якщо на виображеній на фіг. 186 шайбі нарисувати положення kk_1 під кутом β до EE_1 (воно може бути й не поземе, і потім відзначити на виготовленій шайбі лінію kk_1 рискою, то, складаючи машину, треба стежити за тим, щоб під час мертвого положення корби ця риска збігалася б із напрямом тягеля bc. При цьому кут β беремо з корбової діяграми (фіг. 185).

§ 64. Ексцентриковий механізм з котким важелем

Найрозповсюдженіші механізми для надавання чину хлипакам є ексцентрикові.

Ексцентрики міститься на розподільчому валку і вони передають рух хлипакам за допомогою більше чи менше складних важільних передач.

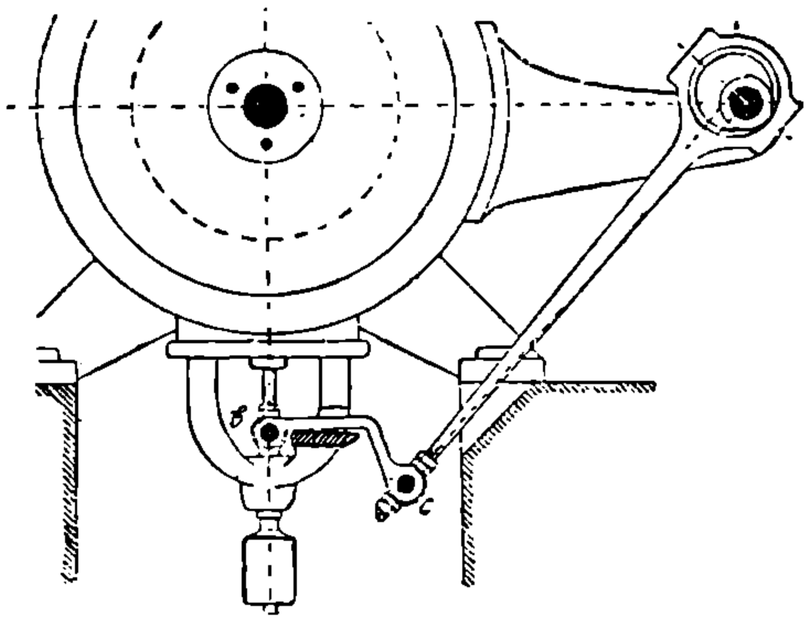
Розглянемо спочатку розподіли з постійною мірою наповнення, яких звичайно вживають для випускних хлипаків, де мова йде, звичайно, не про наповнення, а про тривалість випуску. На фіг. 187 подана конструкція такого розподілу, а на фіг. 188 його схема.

З центра O розподільчого валка нарисуємо коло, що його описує ексцентриситет ексцентрика. Радіюс цього кола позначимо через r (фіг. 188).

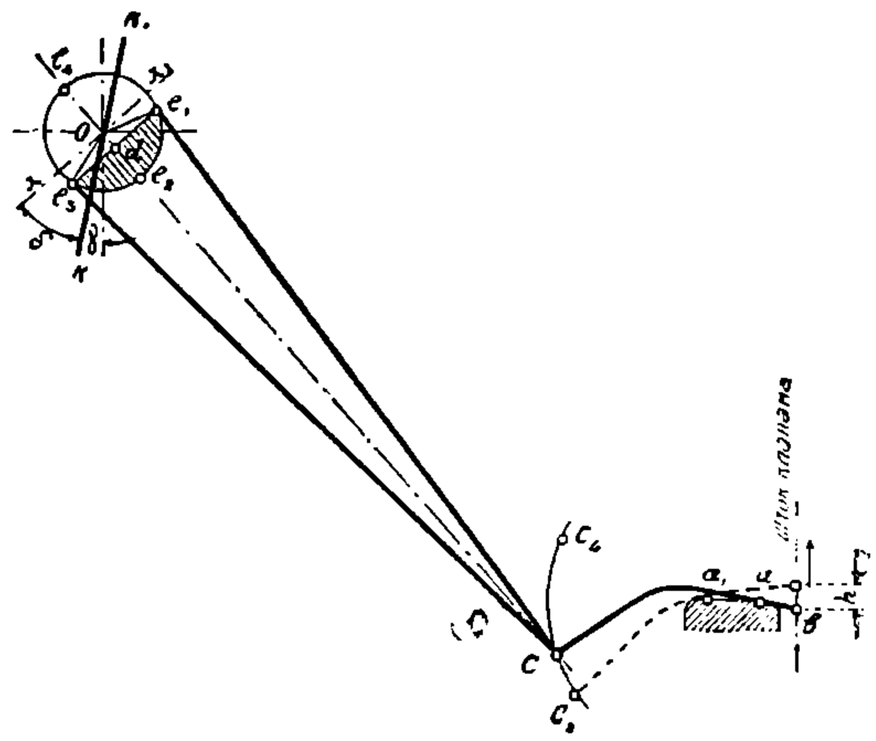
НБ УДУНТ (ДІТ)

Щоб підіймати хлипака ексцентриковим механізмом, часто вживають коткого важеля. Останній у точці *c* влучений з ексцентриковим тягелем і в точці *b* з хлипаковим тягелем. Постійної опорної точки важіль не має, а може перекочуватися по подушці.

Опорна точка важеля, коли край ексцентрикового важеля рухається вниз, переміщається по подушці з правого боку ліворуч. На початку підіймання хлипака опорна точка важеля (фіг. 188) міститься дуже близько від хлипако-



Фіг. 187. Ексцентриковий механізм з котким важелем.



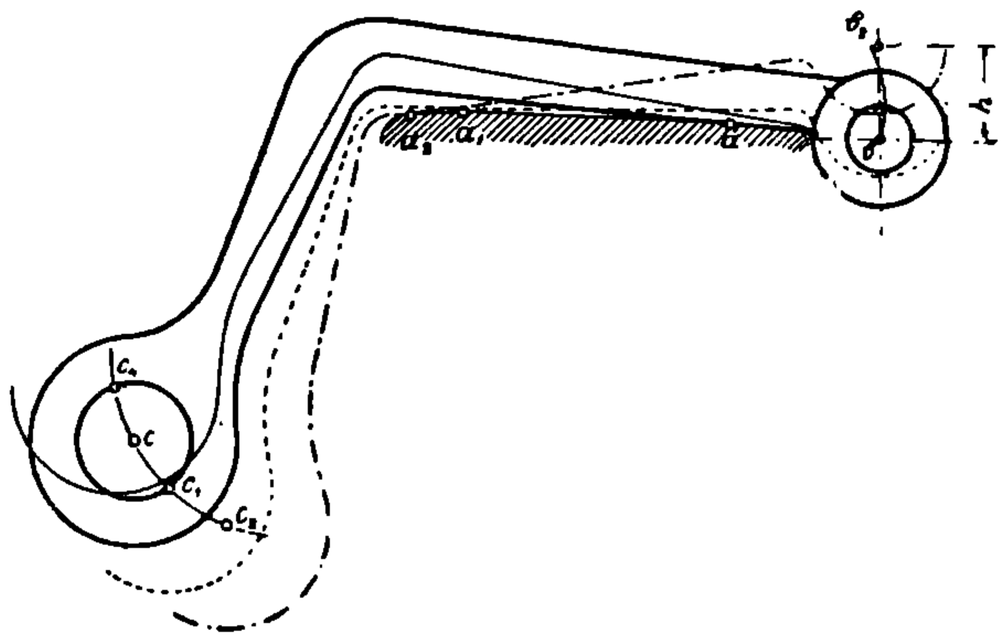
Фіг. 188. Схема механізма.

вого тягеля в точці *a*. Передатне відношення $\frac{ac}{ab}$ велике, і значне переміщення точки спричиняє невелике підіймання хлипака. На початку підіймання швидкість хлипака через це незначна.

Але опорна точка *a* швидко переходить у положення a_1. Відношення $\frac{a_1c}{a_1b} < \frac{ac}{ab}$, і швидкість підіймання хлипака збільшується.

Так саме чинить механізм і під час саджання хлипака, коли точка *c* рухається вгору, а опорна точка важеля переходить від a_1 до *a*.

Бажання саджати хлипака з невеликою швидкістю заперечує бажання



Фіг. 189. Коткий важіль.

мати значну швидкість закривання канала, щоб уникнути дроселювання пари. Обидві вимоги погоджуються, як узяти до уваги число обертів машини. Якщо воно не велике, то сили інерції під час підіймання хлипака виходять невеликі. У цьому випадку можна допускати порівнюючи великі швидкості підіймання хлипака, і в зовсім тихорушних машинах навіть обійтися без коткового важеля.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Якщо машина швидкорушна, то домінальної ваги набувають питання динаміки: сили інерції та вдар хлипака під час саджання його. Доводиться миритися з дроселюванням пари наприкінці впуску за рахунок спокійнішого ходу машини.

Нарисуємо коткий важіль у більшому мірилі (фіг. 189). Подушка має малу опуклість із більшим похилом із зовнішнього боку. Положення важеля з опорною точкою a відповідає моментові попереджання випуску (мова йде про випускний хлипак).

Кінець важеля, зв'язаний з ексцентриковим тягелем, переміщається по якійсь кривій c_2c_4. Припустімо, що під чином ексцентрика точка c ексцентрикового тягеля почне спускатися вниз і перейде в точку c_1. Опорна точка важеля a переміститься тоді ліворуч в точку a_1. Нове положення важеля вирисувано звичайним крапчаком.

Другий кінець важеля, що міститься в точці b, підіймається на величину h_1 (на рисунку цей розмір не нарисовано) і настільки ж підійме хлипак. Під час дальшого пересування точки c униз, вона займе положення c_2, до того ж опорна точка важеля перейде в a, пройшовши дуже покривлений шлях a_1a_2, а правий кінець важеля підійметься на величину h (важіль нарисований риско-крапчаком). Якщо точка c_2 є крайнє положення кінця ексцентрикового тягеля, то h являє собою максимальне підіймання хлипака.

Коли край ексцентрикового тягеля перебуває в c_2, то ексцентриситет займає положення Oe_2, що збігається із середнім напрямком ексцентрикового тягеля (фіг. 188)[1].

Точці c відповідатиме інше положення ексцентриситета, яке легко знайти, коли з точки c радіюсом, що дорівнює довжині ексцентрикового тягеля e_2c_2, зробити зачерк на колі обертання ексцентриситета. Він перетне коло в точках e_1 та e_3.

Точка c відповідає так моментові попереджання випуску, як і початкові стиску.

Якщо ексцентрик обертається проти годинникової стрілки, то очевидно положення ексцентриситета Oe_3 відповідає моментові попереджання випускання, Oe_1 — початкові стиску.

Отже, коли виходити з ексцентрикової діаграми, то окремі моменти пароподілу зв'язані так: коли ексцентриситет займе положення Oe_3, а ексцентриковий тягель e_3c, то важіль cb перебував в положенні попереджання випуску, до того ж його точка опори лежить в a; коли ексцентрик обертається в напрямку стрілки, точка c почне спускатися вниз; коли ексцентриситет прийде в своє мертве положення Oe_2, то кінець тягеля досягне свого крайнього положення c_2, а хлипак підійметься на максимальну величину h.

Вийшовши з крайнього положення, точка c_2 почне підійматися вгору, а хлипак — поступово спускатися. Коли ексцентриситет займе положення Oe_1, що відповідає тій самій точці c положення важеля — хлипак закриється.

Під час дальшого обертання ексцентриситета від точки e_1 нижній кінець ексцентрикового тягеля продовжує підійматися, до того ж важіль відокремлюється від подушки, обертаючись біля точки b, яка правитиме за його нерухому опорну точку.

Під час положення ексцентриситета O_{e4} точка c досягне найвищого положення c_4 (важіль на фіг. 189 зарисований тонкими лініями), після чого важіль почне спускатися вниз, поки, під час положення ексцентриситета Oe_3, знов сяде на подушку в точці a.

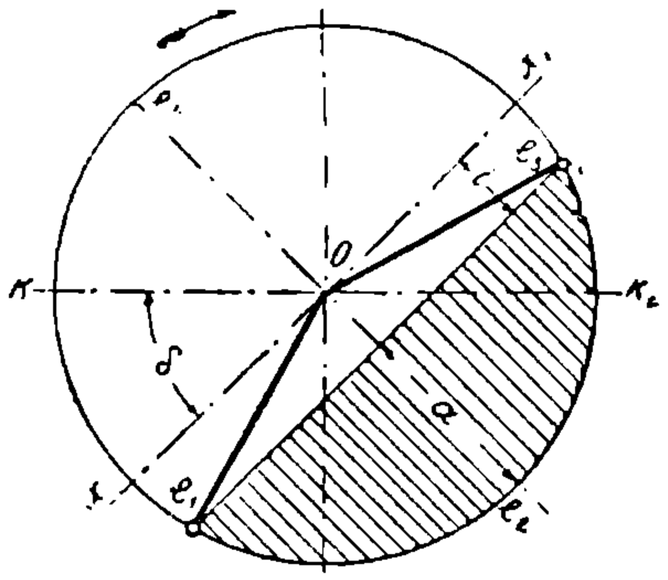
Таким чином, шлях, який проходить ексцентриситет від точки e_1 до e_3 у напрямку стрілки, є нібито яловий хід, при якому всі частини механізма переставляються, але хлипак залишається в спокої.

---

[1] Під середнім напрямком ексцентрикового тягеля ми будемо розуміти ліву лінію, що злучує центр розподільчого валка з кінцем важеля у момент початку підіймання хлипака (точка c). Центр ексцентрика під час положення кінця важеля в точці c_1, власне кажучи не буде в точці e_2, а втім цим можна знехтувати, через велику довжину ексцентрикового тягеля.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Порівняємо розглянуту схему з суваковою Мюллеровою діяграмою (фіг. 190). Відзначимо на цій останній моменти попереджання випуску та початку стиску. Лінія e_4e_2, що поділяє кут між цими двома положеннями корби, відповідає мертвим положенням сувака, а лінія xx_1, нормальна до неї,—середнім положенням сувака. Будуючи діяграму за Мюллером, намітимо внутрішній перекривок i та відкривання вікна a (вважаючи, що забігу немає).



Фіг. 190. Мюллерова діяграма.

Лінії e_2e_4 на схемі хлипакового розподілу (фіг. 188) та на Мюллеровій діяграмі аналогічні. Якщо на фіг. 188 повести лінію xx_1, нормальну e_2e_4, то ця лінія покаже середнє положення ексцентриситета. Якщо злучити точки e_1 та e_3 прямою лінією, то остання буде рівнобіжна до лінії xx_1. Відстань між цими двома прямими являє собою нібито внутрішній перекривок i хлипакового пароросподілу.

Так само, як і в суваковому розподілі, внутрішній перекривок являє собою переміщення кінця ексцентрикового тягеля з середнього положення до положення початку випуску; у хлипаковому розподілі на величину такого перекривка переставляють зовнішній розподільчий механізм.

Відстань de_2, аналогічна величині відкривання вікна a на суваковій Мюллеровій діяграмі, являє собою переміщення точки c за час від початку випуску до моменту максимального підіймання хлипака. Якби важіль cab був би рівнораменний, то довжина de_2 приблизно дорівнювала б підійманню хлипака.

Тепер залишається зв'язати положення ексцентриситета з головною корбою.

Під час положень ексцентриситета Oe_1 та Oe_3 корба перебуває в положенні початку стиску та попереджання випуску.

Положення ексцентриситета при мертвому положенні корби найдемо за допомогою сувакової діяграми. На останній (фіг. 190) лінія мертвих положень корби випереджає лінію xx_1 на кут δ

Той самий кут δ відкладемо на схемі хлипакового розподілу від лінії xx_1 у напрямку обертання ексцентрика (зворотному до сувакової діяграми). Тоді й на цій схемі ми можемо відзначити лінію KK_1. Мертві положення корби настають під час положень ексцентриситета в OK та OK_1. Наносити на схему лінії KK_1 потрібно для того, щоб правильно встановити ексцентрик на розподільчому валку: при лівому мертвому положенні толока напрям ексцентриситета в механізмі для лівої порожнини циліндра повинен втворювати кут γ із стрічковою прямою.

Розглянутий розподіл проєктують в такому порядку. Із індикаторної діяграми будують сувакову і на ній відзначають кут δ. Розрахунком визначають потрібну вишину підіймання хлипака h; вирисовують конструктивно коткий важіль і ту криву, яку описує точка c під час підіймання та спускання хлипака. На протязі cc_2 цю криву будують по точках; а на ділянці cc_4 вона описує дугу кола з центра b радіюсом bc. Через те що переміщення cc_2 приблизно дорівнює відтинкові a (на фіг. 190), то порівнянням цих двох величин визначаємо мірило діяграми (фіг. 190), окремо знаходимо ексцентриситет ексцентрика r.

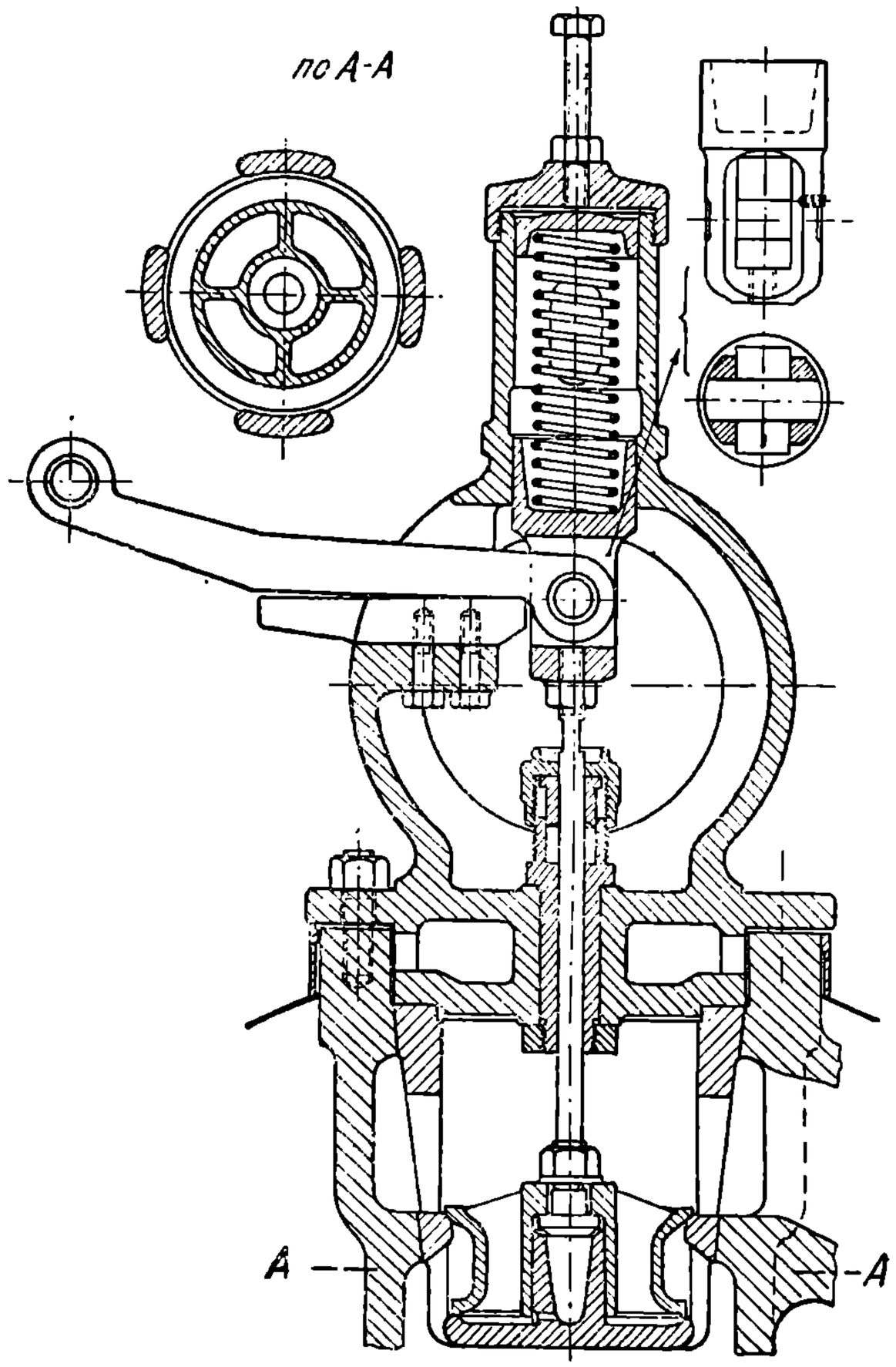
Радіюсом r на фіг. 188 описуємо коло. Через центр O поводимо середній напрямок ексцентрикового тягеля Oc.

Довжиною ексцентрикового тягеля c_2e_2 робимо зачерк точки c й визначаємо положення ексцентриситета Oe_3 та Oe_1 для початку та кінця випуску. Якщо кут e_1Oe_3 не дорівнює тому самому кутові на діграмі фіг. 190, то треба трохи змінити ексцентриситет r або профіль подушки коткого важеля. Зачерком

НБ УДУНТ (ДІТ)

із точки e_4 визначаємо положення точки c_4. Нарешті, із сувакової діяграми переносимо лінію мертвих положень головної корби KK_1.

На фіг. 191 поданий рисунок хлипакової коробки з наданням руху хлипакові котким важелем[1].



Фіг. 191. Хлипакова коробка машини виробні Gritzner A. — G.

§ 65. Хиткі кулаки

Другий дуже поширений маханізм підіймати хлипаки це механізм з хитким кулаком. Конструкцію цього механізма в застосуванні до випускного хлипака машини Кольманової системи подано на фіг. 192, а схему пароросподілу — на фіг. 193.

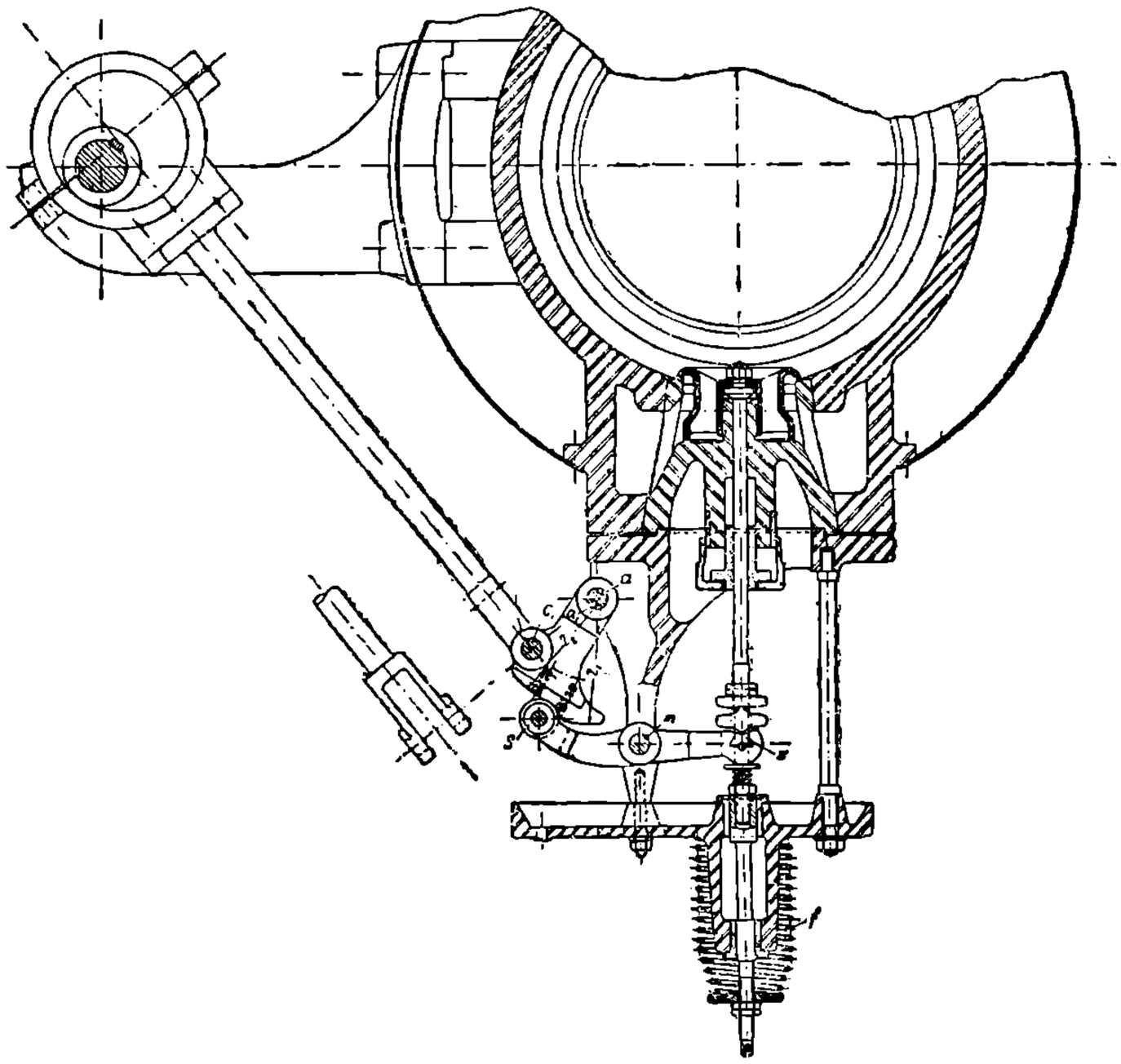
У точці a почіплений до корпусу машини кулак, що являє собою нібито частину кулачної шайби. Точка c_1 цього кулака злучена з тягелем ексцентрика, надягненого на розподільчий валок. Під час обертання ексцентрика точка c_1 переміщається вгору й униз, хитаючись по дузі кола довкола точки почеплення a. Кулак обрисовано дугами двох радіюсів: r_1 та r_2; дуги злучені між собою перехідною кривою, про обриси якої буде сказано нижче.

[1] Запозичено з книги: Gutermuth. Die Dampfmaschine.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

З кулаком стискається коліща s двораменного важеля, який має точку опори в m. Точка n цього важеля злучена з хлипаковим тягелем. Останній кінчається внизу тарілкою, що між нею та нерухомим корпусом хлипакової коробки заложена пружина f.

Коли точка c_1, а разом із нею й увесь кулак підіймається вгору, то кулачний



Фіг. 192. Пароросподіл хитким кольманівським кулаком.

виступ примусить кінець s двораменного важеля спуститися, а точку n разом із клипаковим тягелем піднятися.

Під час зворотного хитання кулака, коли точка c_1 піде вниз, коліща, збігаючи з виступу, притискатиметься до кулака пружиною. Таким чином, підіймання хлипака відбувається за допомогою кулачного виступу, а спускання під чином пружини, що зберігає примусовість пароросподілу. Різниця радіюсів $r_1 - r_2 = hk$, де h — підіймання хлипака, k — передатне число механізма.

Проєктуючи розподіл, важіль smn і кулак вирисовують у момент попереджання випуску (суцільними лініями на фіг. 193), так, щоб коліща важеля було на початку збігання на кулачний виступ. Безумовно, потрібну вишину підіймання хлипака визначають заздалегідь. Із центра розподільчого валка O опишемо коло обертання ексцентриситета, задавшись завчасу величиною останнього. Звичайно $r = 2h \div 3h$.

Повівши середній напрямок ексцентрикового тягеля, який можна взяти за дотичний до дуги c_2c_4, намітимо крайні положення ексцентриситета Oe_2 та Oe_4.

З корбової діяграми (ліворуч унизу на фіг. 193) перенесемо на ексцентрикове коло кути α й відзначимо положення ексцентриситета Oe_3 та Oe_1 у моменти попереджання випуску та початку стиску. Із точок e_2 та e_4 радіюсом, що дорівнює довжині ексцентрикового тягеля $c_1e_1 = c_1 e_3$, зробимо зачерки на дузі переміщання точки c і визначимо, в такий спосіб, крайні положення точки схвачування кулака в c_2 та c_4. Відповідні положення кулака вирисувано звичайним та крапковим крапчаком. Тоді перевіряємо чи правильно обрано розміри

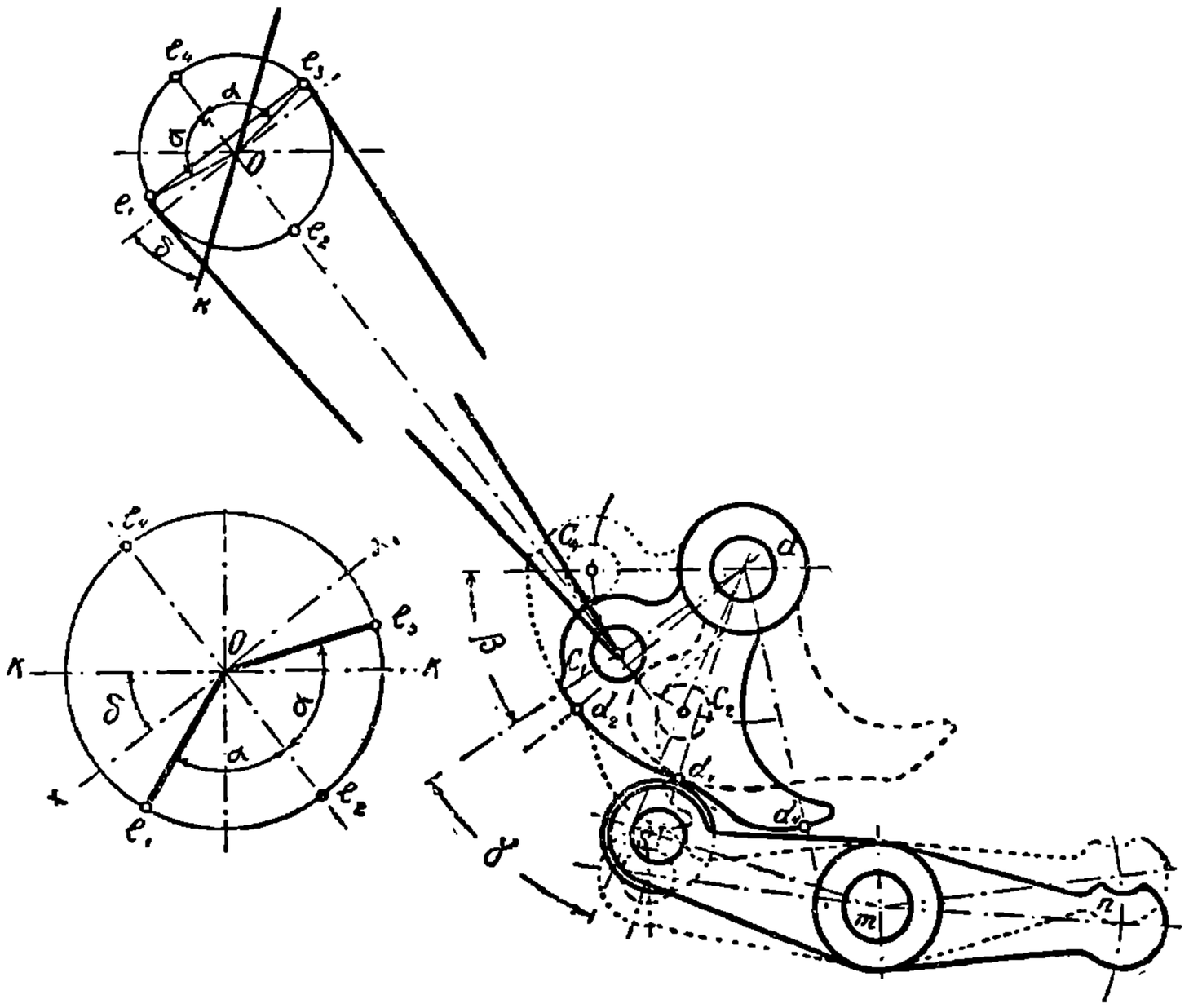
НБ УДУНТ (ДІТ)

кулака по довжині його робочої поверхні і чи не збігатиме коліща з кулака під час найвищого положення останнього.

Ту саму перевірку можна зробити й інакше.

Для цього відзначаємо кути β та γ між положеннями ac_1, з одного боку, і ac_4 та ac_2 — з другого. Коли точка схвачування кулака перейде з c_1 у c_4, то точка d_4 кулака стикнеться з коліщам, до того ж кут $d_4ad_1 = \beta$.

Під час другого крайнього положення кулака (точка c_2) точка d_1 перемі-



Фіг. 193. Схема пароросподілу хитким кулаком.

ститься в d_2; останню точку знайдемо, коли відкласти кут $d_1ad_2 = \gamma$.

Шлях коліщати по кулаку дорівнює таким чином d_2d_4, до того ж d_1d_4 — робочий хід, d_1d_2 — яловий, протягом якого хлипак залишається в спокої. Само собою зрозуміло, що вирисовуючи профіль кулака, треба стежити за тим, щоб крайня точка d_4 лежала на кулаку, а не поза ним. Відносно точки d_2 ця вимога не обов'язкова.

Для того, щоб забезпечити щільне притискання хлипака до гнізд пружиною та щоб зменшити спрацьовування тертьових частин, дугу d_1d_2 обрисовують звичайно не з точки a, а трохи меншим радіюсом із точки a_1 (див. фіг. 192). Іноді дугу, що проходить через d_4, обрисовують радіюсом більшим за r_1, для того, щоб хлипак, піднявшись цілком, не зупинився б, а ввесь час рухався б. Цим зменшується можливість зависання хлипака в піднятому стані, через затинання.

Щоб можна було правильно заплішити ексцентрик на валі, треба на схемі відзначити ще лінію мертвих положень головної корби. Для цього з корбової діяграми беремо кут δ і відкладаємо на схемі від осі xx_1 у напрямі обертання розподільчого валка. Лінія KK_1 являє собою положення ексцентриситета під час мертвого положення корби.

Спосіб обрисовування перехідної кривої кулака показано на фіг. 194. Поставивши коліща в точку d_1 (початок збігання), з точки O_1 описуємо дугу радіюсом $R_0 + OO_1$. Скруглюємо радіюсом r не меншим за OO_1. Діяметр ко-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ліщати звичайно становить 40 ÷ 60 мм OO_1 — приймають рівним із 5 — 15 мм до того ж більшу вартість беруть для швидкорушних машин.

За Ґрасманом радіюс коліщати для впускного хлипака слід брати

$$R_0 = h + (4 \div 6) \text{ мм},$$

де h — вишина підіймання хлипака.

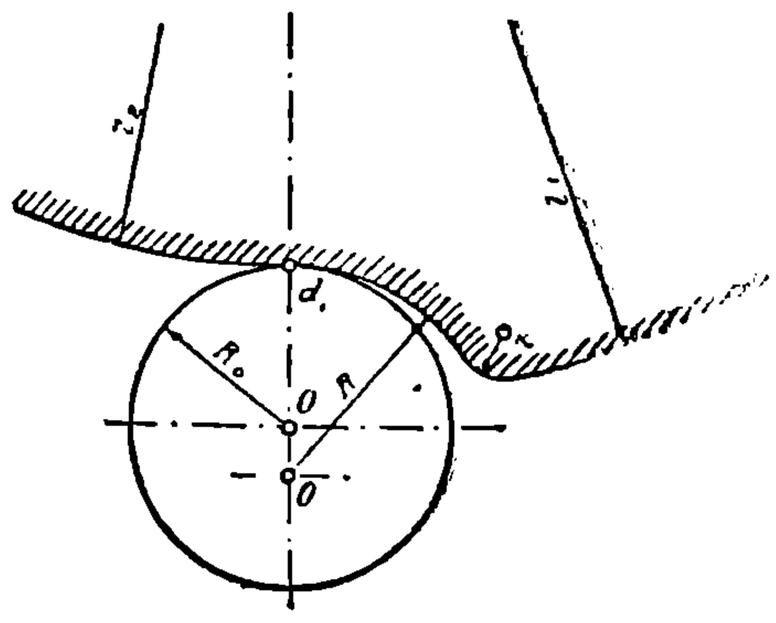
Для випускного хлипака радіюса коліщати беремо за тією самою формулою, коли $h \leqslant 10$ мм. У противному разі

$$R_0 = 1{,}6h$$

Ширину коліщати слід брати

$$b = 10 + (1{,}0 \div 1{,}6)h \text{ мм}$$

Щодо радіюсів, якими обрисовуємо кулаки, то Ґрасман рекомендує брати:



Фіг. 194. Профілювання хиткого кулака.

$OO_1 = h \div 2h$ або $OO_1 \cong R_0$,

для випускних хлипаків,

$$OO_1 = 0{,}4h \div 0{,}8h$$

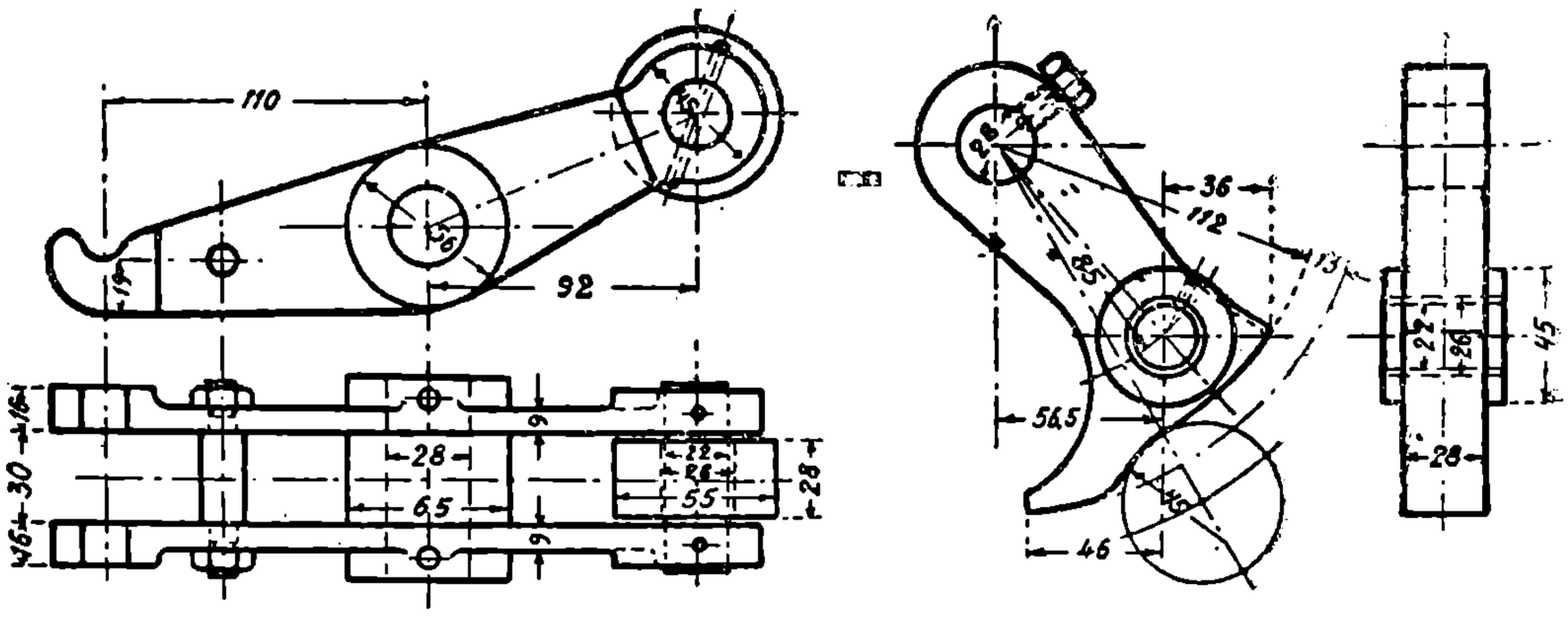
для впускних хлипаків.

$$r = 0{,}4h + 1{,}5\ h$$

(менша вартість для впускних хлипаків), але не менша за

$$2 \text{ мм} + 0{,}2h$$

Усі ці вказівки відносно розмірів стосуються не тільки розглянутого пароросподілу, але й інших механізмів з хитким кулаками.



Фіг. 195. Хитний кулак і важіль з коліщам.

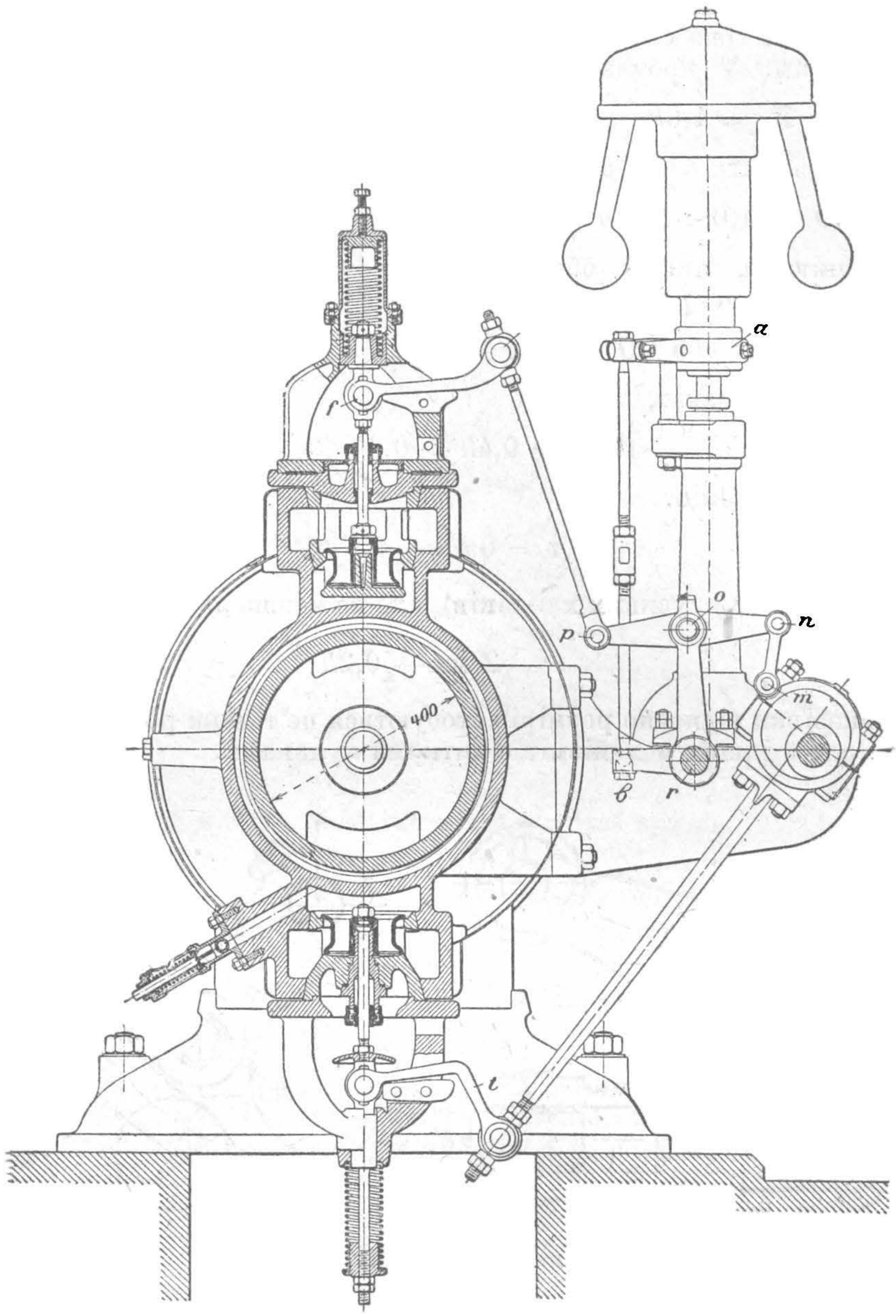
На фіг. 195 подані конструктивні рисунки хиткого кулака кольманівського розподілу та важеля з коліщам, що до нього належить.

Хиткі кулаки мають ту перевагу перед коткими важелями, що при великих мірах наповнення або випускання в перших збільшується тривалість відкривання канала, а вишина підіймання хлипака залишається без зміни; при важелях же великих мір наповнення можна досягти збільшенням підіймання хлипака; а це зовсім некорисне й примушує ставити дуже сильні пружини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 66. Примусовий розподіл із змінною мірою наповнення. Віднманівський розподіл

Примусовий розподіл із змінною мірою наповнення застосовують до впускних хлипаків. Ці механізми можна поділити на два основні типи: в одному з них ексцентриситет і кут випереджання ексцентрика залишається постійним,



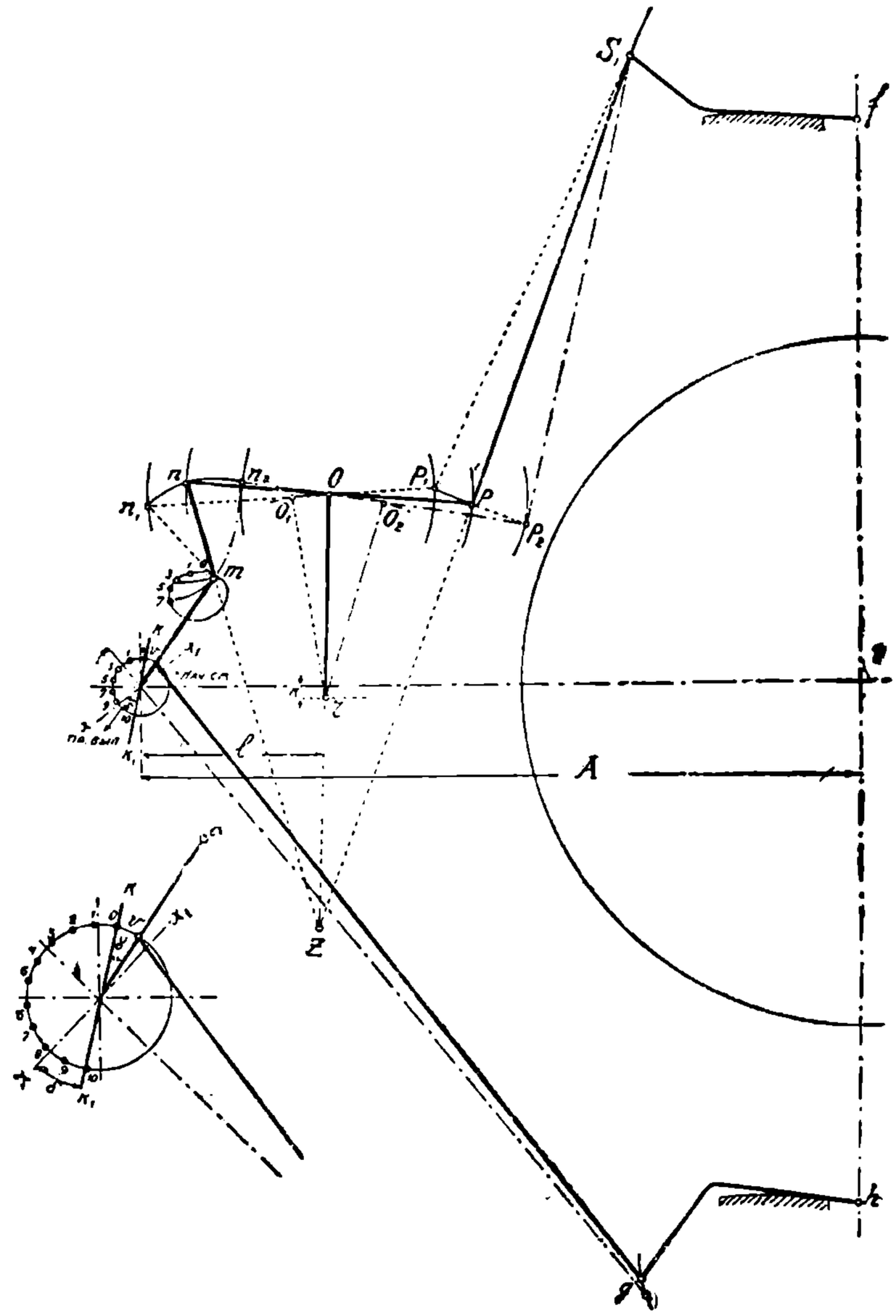
Фіг. 196. Віднманівський пароросподіл.

а змінюється передатне відношення між ексцентриком і хлипаком, змінюється кінематичний зв'язок між цими двома деталями; у другому випадку зв'язок цей залишається відносно незмінний, а змінюються за допомогою плоского регулятора ексцентриситет і кут випереджання ексцентрика.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Є дуже багато систем пароросподілів того й другого типу. Ми розглянемо докладно дві системи, найтиповіші і які найчастіше зустрічаються. Як приклад розподілу з постійними елементами ексцентрика та із змінним кінематичним зв'язком розберемо віднманівський розподіл, а як приклад розподілу із змінним ексцентриситетом і кутом випереджання розглянемо лентцівський розподіл.

У віднманівському розподілі один ексцентрик обслуговує й випускний і впускний хлипаки, до того ж переміщання випускного хлипака відбувається за допомогою коткого важеля за схемою, яку ми розглядали в § 64. А впускний хлипак набуває руху від вірванта ексцентрика і через важелеву передачу, що перебував під чином регулятора, передається хлипакові. Загальний вигляд пароросподілу подано на фіг. 196.



Фіг. 197. Схема віднманівського пароросподілу.

З точкою *m* на вірванті ексцентрика злучена серга. Остання суставно зв'язана з важелем *пр*. Цей важіль посередині має точку опори *о*, що належить важелеві *or*, до того ж через точку *r* проходить вісь валка, рівнобіжного до осі машини. Валок може повертатися довкола своєї осі під чином регулятора. З кінцем *p* важеля *пр* злучається тягель *ps*, що надає руху хлипакові за допомогою коткого важеля *sf*.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Під час обертання ексцентрика точка *n* коливається по дузі кола довкола нерухомої точки *o*. Під час підіймання точки *n* спускається точка *p*, траєкторія якої також є дуга кола, описаного довкола точки *o*. Хлипак для впуску пари тоді підіймається.

Відосередковий регулятор поміщений збоку машини на сторчовому валку. Злучник регулятора *a* за допомогою сторчового тягеля зв'язаний з важільцем *br*. Якщо число обертів машини збільшується, то злучник регулятора підіймається, повертаючи валок *r*. Важіль *ro* відхиляється через це від свого початкового положення, а разом із ним переставляється й важіль *pn*.

Коли число обертів зменшується, то точка *o* й важіль *or* та *np* переміщаються в зворотному напрямку. Зауважимо, що точки *m* і *s* не зміняють під чином регулятора свого положення.

Як буде показано нижче, переміщання точки *o* впливають на міру наповнення машини. Якщо в виображеному на рисунку положенні механізма, машина працює з нормальною мірою наповнення, то при крайньому лівому положенні важеля *or*, (верхнє положення злучника регулятора) повинно бути мінімальне, а при крайньому правому положенні важеля *or* —максимальне наповнення.

Тому, визначивши кут між двома крайніми положеннями важеля *or*, ми находимо потрібне підіймання злучника регулятора в межах регулювання.

За допомогою схеми розподілу, виображеної на фіг. 197, дослідимо питання, як переміщання важеля *or* впливає на міру наповнення машини.

Центр ексцентрика описує коло довкола центра *O* розподільчого валка. Ексцентриситет ексцентрика позначимо *r*. Пара випускається нижнім хлипаком за допомогою коткого важеля. Подібний розподіл ми розглянули раніше, а тут ми тільки відзначимо криву, по якій переміщається точка *g* кінця ексцентрикового тягеля для випуску.

Спосіб побудови цієї кривої зазначений у § 64.

Напрям обертання розподільчого валка, як звичайно, буде йти проти годинникової стрілки.

Вирисуємо із заданої індикаторної діяграми сувакову Мюллерову діяграму (фіг. 198).

Маючи на увазі, що напрямок ee_1 повинен збігатися на нашій схемі розподілу із середнім напрямком ексцентрикового тягеля для випуску, переносимо на схему середнє положення ексцентриситета по лінії xx^1, а також те положення ексцентриситета OK та OK_1, при яких головна корба перебуває в мертвих положеннях. Лінія KK_1, як це виходить із фіг. 198, випереджає xx_1 на кут δ. Далі перенесемо на схему (фіг. 197) положення ексцентриситета на початку впуску, яке спізняється від мертвого положення на кут γ.

На схемі кут γ відкладемо від лінії OK у напрямку протилежному обертанню. Положення ексцентриситета на початку впуску подано відтинком Ov, і на схемі нарисовані суцільними лініями також і інші частини механізма у момент попереджання впуску.

Ексцентрикове коло внизу на фіг. 197 вирисуване окремо в великому мірилі.

Щоб дослідити пароросподіл, треба перш за все визначити траєкторію точки *m*.

Якщо уважно розглянути кінематичний зв'язок системи, то можна впевнитися, що кут між *mv* та *vg* при всіх положеннях ексцентриситета залишається постійний. Кут

$$mvg = \text{const}$$

Злучивши точки *m* та *g*, ми знайдемо постійний $\triangle mvg$, точка якого *v* переміщається по колі ексцентриситета, а точка *g* по відомій нам кривій.

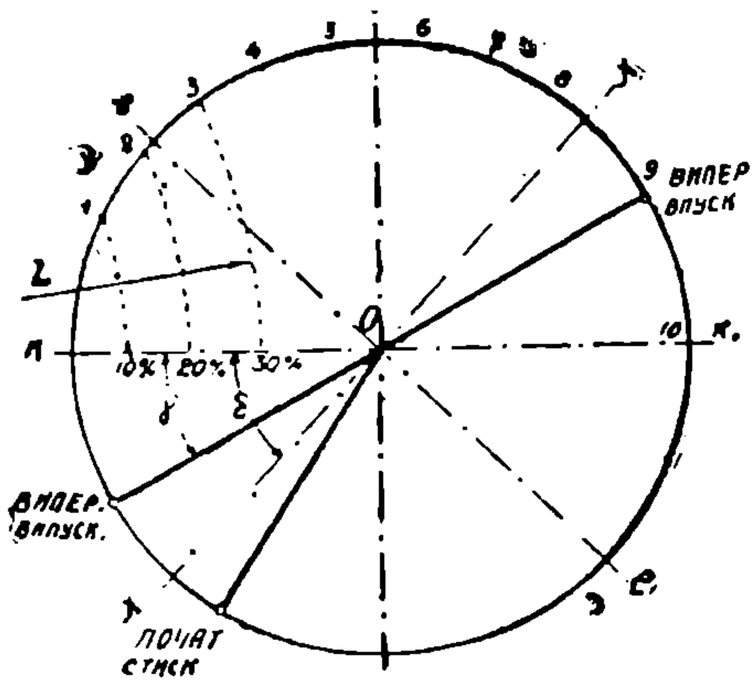
Переносячи трикутник *mvg* у перше-ліпше інше положення так, щоб точка *v* лежала на коліні ексцентриситета, а точка *g* на кривій коткого важеля, ми найдемо ряд положень точки *m*, які дадуть замкнену еліпсувату криву.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Найзручніше вирізати трикутник з паперу й прикладати його на схемі так, щоб вершок *v* поступово обійшов все коло ексцентриситета, до того ж вершок *g* повинен лежати на вищезгаданій кривій. Відзначаючи положення третього вершка трикутника, ми й найдемо траєкторію точки *m*.

Точки *n* та *p*, як уже зазначалося, переміщаються на дугах кіл довкола точки *o*. Траєкторію точки *s* подано в вигляді певної кривої, яка залежить від конструкції коткого важеля.

Для усталеної роботи машини будемо вважати точку *o* за нерухому. З'ясуємо, з якою мірою наповнення працює машина при даному положенні механізма. Щоб установити зв'язок між мірами наповнення й положенням корби, найзручніше зробити так (див. фіг. 198).



Фіг. 198. Мюллерова діяграма.

Лінію KK_1 поділимо на 10 рівних частин (KK_1 — довжина перебігу толока) і кожен поділ перенесемо на коло за допомогою дуги, радіюс якої дорівнює довжині гонка. Таким чином для положень толока на 10, 20, 30% ... від перебігу ми находимо відповідні положення корби, що ми й відзначимо точками 1, 2, 3. . . . . Точку K відзначимо цифрою 0 (0%) і точку K_1 — цифрою 10 (100%).

Таку саму побудову ми зробимо на схемі 197, на якій лінію мертвих положень KK_1 у нас уже нарисовано.

Зробивши зачерки з точок 0, 1, 2, 3 . . радіюсом *vm* на траєкторію точки *m*, відзначимо положення точки *m* у ті моменти, коли центр ексцентрика буде в намічених точках, а толок — на 0, 10, 30% . свого перебігу.

Механізм у нас нарисований у положенні попереджання впуску. У момент відсічі коткий важіль *fs* повинен займати те саме положення, що й у момент попереджання впуску. Для цього треба, щоб *ps* та *pn* у момент відсічі також були в тому самому положенні, що вони мають на рисунку в момент попереджання впуску.

Щодо точки *m*, то вона може бути й зсунута, але повинна лежати на дузі кола, описаного з точки *n* радіюсом *nm*. Через те, що ця дуга перетинається з траєкторією точки *m* лише в одній точці (3), то, очевидно, в момент відсічі серга *mn* займає положення *n*3, ексцентриситет — положення 03, а толок, виходить, перебуває на 30% від свого перебігу. Міра наповнення в розглянутому випадку становить 30%.

Подивимось тепер, як вимірюється міра наповнення, коли чинить регулятор.

Припустімо, що повертом регуляторного валка *r* точку *o* пересунуто в положення o_1. У момент переміщення *o* точки *v*, *m* та *s* повинні залишатися на місці, а переміщається лише важіль *pr*.

Для того, щоб точка *m* зберегла своє положення, точка *n* під час переставляння регулятора повинна переміщатися по дузі кола довкола точки *m*. Щоб визначити нове положення важеля *pn*, ми повинні з точки o_1 зробити зачерк радіюсом *on* на дузі, описаній із центра *m* радіюсом *mn*. Тоді ми найдемо, що точка *n* переміститься в n_1; злучивши n_1 з o_1, відкладемо на продовженні цієї лінії величину $o_1p_1 = op$.

Виходить, що ми матимемо точку p_1, в яку перемістилась точка *p*. Точка *s* під час переставляння регулятора повинна залишатися на місці, але це можливо лише в тому випадку, коли точка p_1 лежатиме на дузі кола, описаного радіюсом *ps* із точки *s*. Якщо найдена, згідно з викладеним точка p_1 попаде на цю дугу, механізм працюватиме правильно. А коли точка p_1 буде поза цією дугою, то під час регулятора зміниться положення коткого важеля й пересунеться момент попереджання впуску.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Вибираючи розміри деталів механізма, треба стежити за додержанням (хоча б для ходових мір наповнення) поставленої умови.

Нове положення механізма — vmn_1p_1s на схемі нарисоване звичайним крапчаком. Визначаємо міру наповнення при цьому так само, як було показано для нормального обтяження (30 %).

Із точки n_1 поводимо дугу радіюсом n_1m, який перетне еліпсувату криву, припустімо, в точці 7. Це означає, що при новому положенні механізма відсіч станеться на 70% від перебігу толока; поверненням регуляторного валка ліворуч ми досягли збільшення міри наповнення. Якщо повернути регуляторний валок праворуч (ro_2), то міра наповнення зменшиться.

Відповідне положення механізма нарисоване риско-крапчаковими лініями (vmn_2p_2s).

Дуга, описана з точки n_2, перетне тепер траєкторію точки m у точці O. Отже при цьому положенні механізма міра наповнення досягне мінімальної величини 0%.

Якщо максимальна міра наповнення машини повинна становити якраз 70%, то кутом o_1ro_2 вимірюється межі регулювання, і залежно від величини його вибираємо підіймання злучника регулятора.

Під час проєктування розподілу міра наповнення мінімальна, нормальна й максимальна бувають задані. Тому рисуючи механізм у момент попереджання впуску для нормальної міри наповнення (припустімо 30%), треба положення точки n найти на перетині дуг радіюса mn із точок m та 3. Якщо максимальне наповнення повинно становити 70%, то точку n_1 найдемо на перетині дуг із точок m та 7.

Описавши дугу з точки r радіюсом ro, відкладаємо

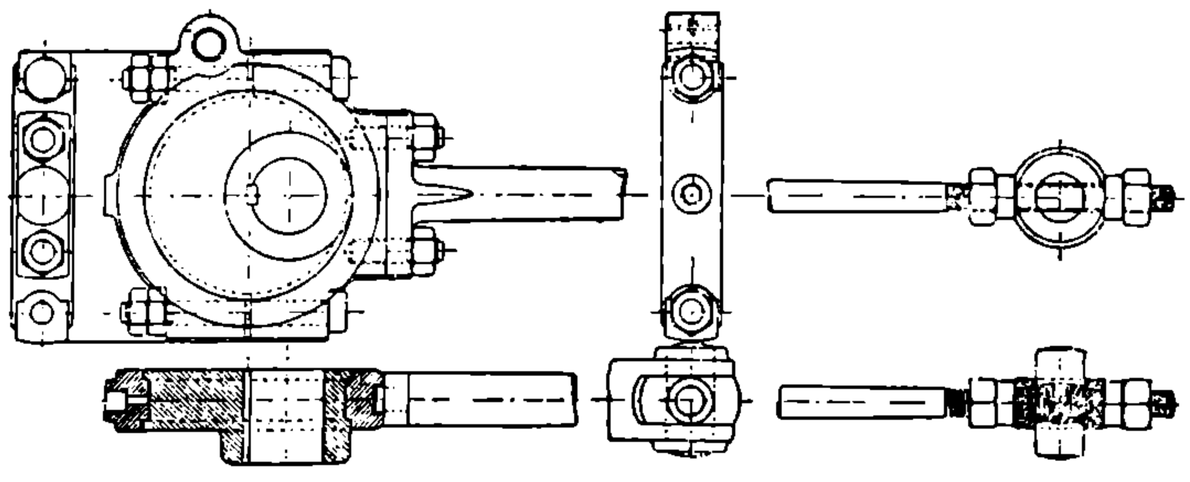
$$n_1o_1 = no$$

так, щоб точка o_1 лежала на цій дузі. Так саме визначається й положення точки o_2 (для нульового наповнення).

Основними розмірами всіх частин механізма найкраще задатися відповідно до виконаних конструкцій. Для цього можна скористатися нижчеподаною таблицею, де розміри деталів розподілу зв'язані з діяметром парового циліндра

Діяметр циліндра D	Ексцентрис. ексцентрика r	$on = op$	mn	ro	vm	l	A	k
300	24	140	85	176	100	185	700	0
400	32	170	115	240	120	220	850	15
500	40	205	140	285	132	260	1000	20

Тут A — поземе віддалення від осі розподільчого валка до осі машини,



Фіг. 199. Ексцентрик відиманівського розподілу.

k — сторчове віддалення від осі регуляторного валка до осі машини,
l — віддалення між осями розподільчого та регуляторного валків.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

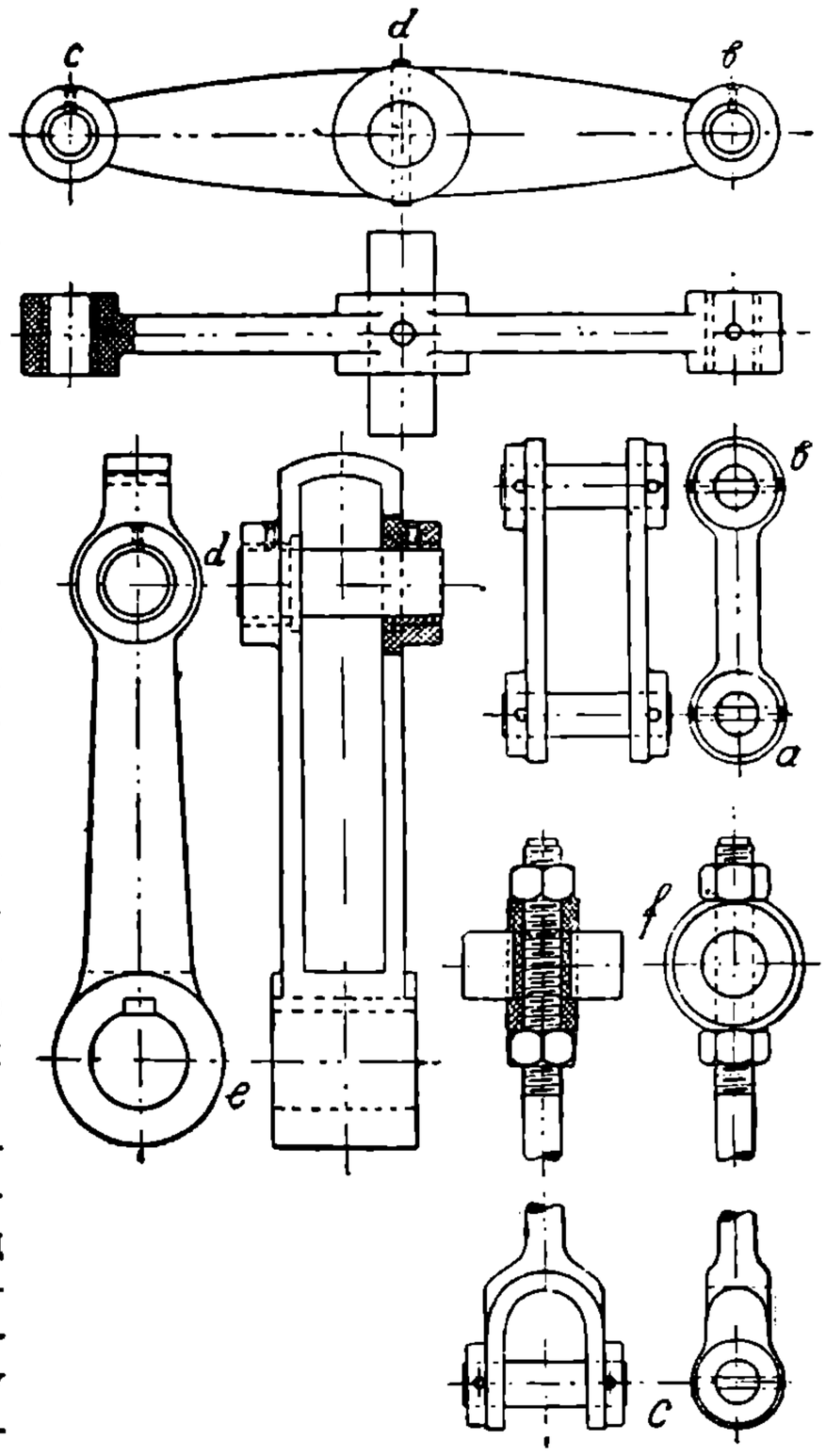
Відзначимо ще одну властивість віднманівського пароровподілу. Проектуючи, його роблять так, щоб продовження напрямків *nm* та *sp* у момент початку впуску перетиналися в одній точці *z*, яка лежить на подовженні лінії *or*.

Під час роботи механізма й постійного обтяження машини, переміщення точок *n* та *p* може впливати на точку *o*. Якщо до точок *n* та *p* прикласти значні сили, то може статися зворотний чин механізма на регулятор. У зазначеному випадку момент сил, прикладених до важеля *np* відносно точки *r* дорівнює нулеві, і зворотного чину на регулятор не може бути.

А коли точка *z* лежатиме не на лінії центрів or_1, то в момент початку впуску, коли в частинах механізма розвиваються найбільші зусилля, може перемістится точка *o*, а в нею й регулятор, чим порушується правильність пароросподілу.

Звичайно цілком усунути це явище можна лише при одній із мір наповнення й для одного м о м е н т у — попереджання впуску. Зворотний чин на регулятор, коли хлипак відкритий, не може бути великий, бо зусилля в частинах механізма при цьому незначні.

На фіг. 199 подана конструкція ексцентрика та тягеля до випускного хлипака віднманівського розподілу. Слід звернути увагу на конструкцію суставної злуки цього тягеля з котким важелем, що дозволяє міняти довжину ексцентрикового тягеля. Деталі важільної передачі до впускного хлипака подано на фіг. 200, до того ж важіль *pn* тут позначено *cb*, сергу *mn* — *ab*, важіль *or* — *de*, тягель *sp* — *fc*.



Фіг. 200. Деталі віднманівського механізма.

Рисунок деталів впускної хлипакової к о р о б к и подано на фіг. 201; коли коткий важіль злучається з хлипаковим шпінделем, також передбачена можливість зміняти довжину останнього. Нарешті, на фіг. 202 поданий рисунок кремпеля з вальницями для розподільчого та регуляторного валків. Цей кремпіль прикріпляється до циліндра машини, і кривину його бічної плити приганяють до радіюса кривини обшивки циліндра.

§ 67. Лентцівський пароророзподіл

У цьому розподілі ту або ту міру наповнення можна встановлять зміняючи величину ексцентриситета та його кута заплішення, що досягається чином на ексцентрик плоского регулятора.

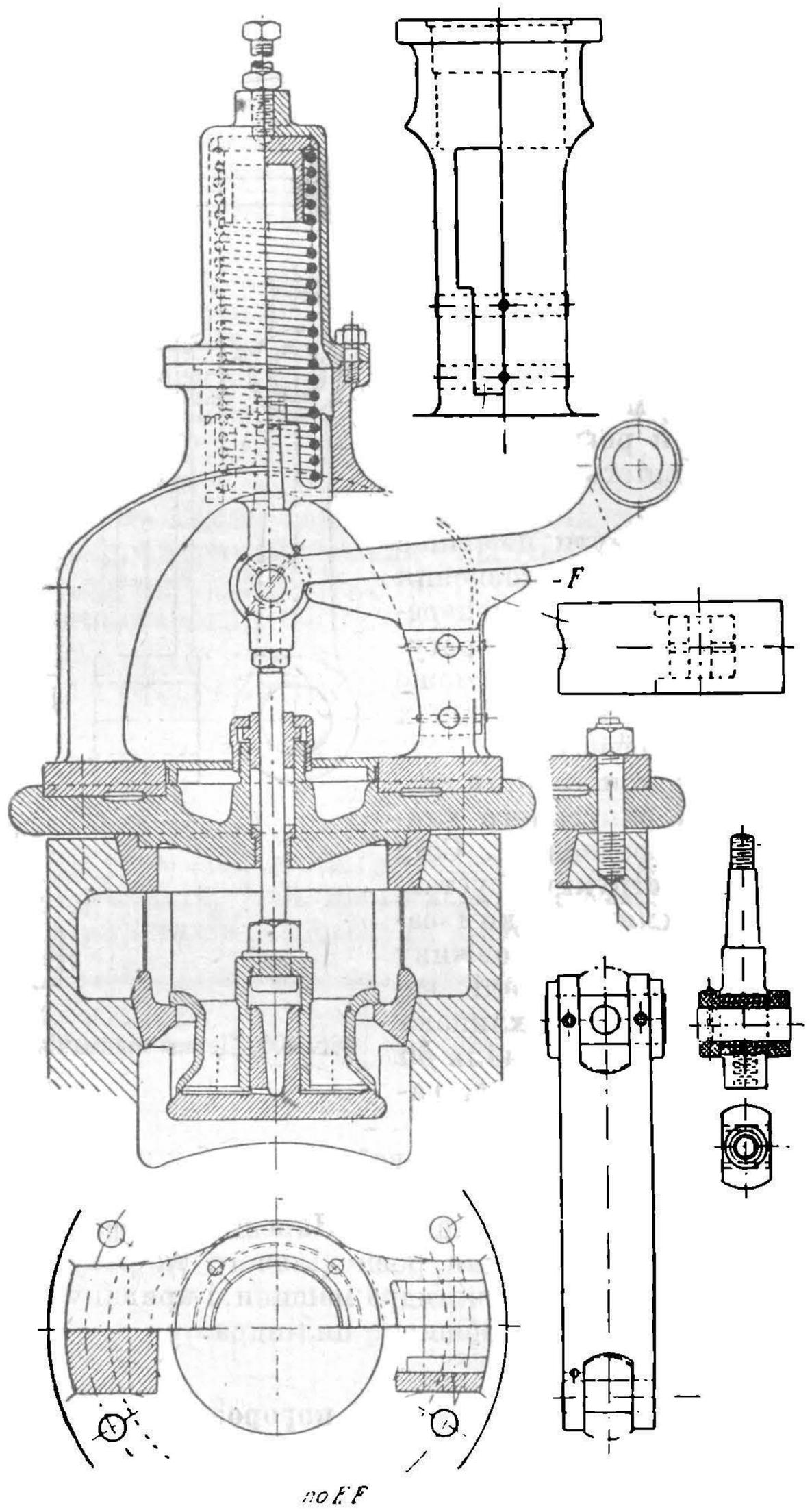
У лентцівському пароророзподілі вживають, як основних частин механізма, хитких кулаків.

Поперечний розріз машини з лентцівським розподілом поданий на фіг. 203.

Кожен із хлипаків, впускний і випускний, мають самостійні ексцентрики, до того ж перший із них зв'язаний із плоским регулятором, а другий заплішений на валі нерухомо. З ексцентриковим тягелем впускного хлипака злучений

НБ УДУНТ (ДІТ)

у точці *b* хитний кулак *t*, почеплений у точці *a*. Хлипаковий шпіндель закінчується циліндричним тілом *n*, що має сторчовий проріз. У цьому прорізі міститься коліща *m*, що його вісь проходить через згаданий кухоль *n*. Хлипак притискається до гнізда, а коліща —до хиткого кулака за допомогою пружини,



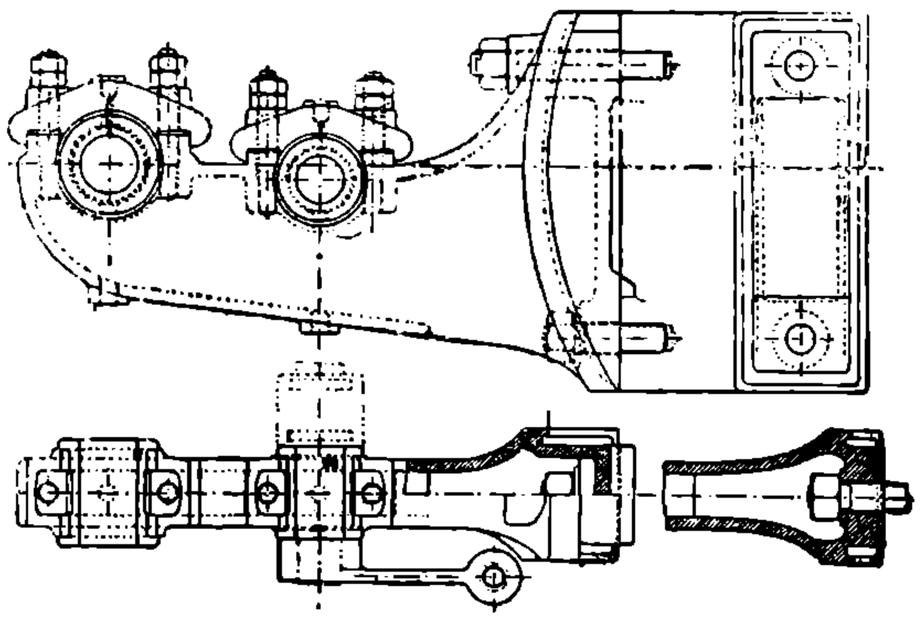
Фіг. 201. Хлипакова коробка відьманівського паророзподілу.

закладеної в верхню частину хлипакової коробки. Під час обертання ексцентрика, край *b* ексцентрикового тягеля описує дугу кола довкола точки *a*; під час руху точки *b* униз кулак набігає своїм виступом на коліща й підіймає хлипак. Під час руху точки *b* вгору, коліща спускається з кулачного виступа, хлипак під чином пружини закривається.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Аналогічним способом надається руху й випускному хлипакові.

В ексцентрику для впуску зроблено проріз s, яким ексцентрик надягнений на камінь g, заплішений на розподільчому валку. Ексцентрикове кружало захоплює палець c, зв'язаний із регулятором і, під час переміщення тягарів, це кружало повертається дугою кола довкола центра O. При цьому палець захоплює ексцентрикове кружало й переміщає його по камені g; кружало ковзається по камені своїм прорізом s. Через те що ексцентрикове кружало переміщається прямолінійно, а край c повинен описувати дугу кола, то останній зроблений у формі каменя, що входить у проріз s_1 кружала. Вісь цього прорізу розміщено нормально до осі першого прорізу. Довжину прорізу зроблено більшу за відповідний розмір каменя c на величину стрілки прогину тієї дуги, яку описує точка c.



Фіг. 202. Кремпіль розподільчого вала віднманівського механізма.

Отже, під чином регулятора змінюється ексцентриситет і кут заплішення ексцентрика, змінюється розмах точки b, шлях що проходить кружало по кулаку, а разом із ним і величина та тривалість підіймання хлипака.

На фіг. 204 та 205 подано фотографії окремих деталів пароросподільчого лентцівського механізма з тими самими позначеннями, що й на фіг. 203.

На фіг. 206 нарисований у більшому мірилі кулак і коліща впускного хлипака. Механізм показано в положенні початку впуску. Профіль кулака обрисований радіюсами r_1 і r_2 з точки a та перехідної кривої за способом, який викладено в § 65; $cc'c''$ являє собою криву підіймання центра каліщати. Цю криву рисують дугами кіл, концентричних з профілем кулака. Коліща стикається з кулаком у точці d.

Коли точка b, переміщаючись дугою радіюса ab, перейде в точку b', з коліщам зіткнеться точка d' кулака. Якщо вважати кулак за нерухомий, а що коліща котиться по ньому, то центр коліщати відносно кулака пересунувся б у точку c. Хлипаковий тягель при цьому набув би напрямку $c'c'$ (дотичного до кола довкола точки a радіюса l). Тому, підіймання хлипака найдемо, як відтинок від точки c' до дуги описаної радіюсом ac з точки a.

Таким самим способом можна виміряти підіймання хлипака для положення точки b та b''. На рисунку відзначено величину цього підіймання в формі відтинка під точкою c''. Максимальне підіймання хлипака дорівнює різниці радіюсів

$$r_1 - r_2,$$

якими описаний профіль кулака.

На фіг. 207 подано Цайнерову діяграму для розгляданого пароросподілу. Положення корби в моменти попереджання впуску та відсічі під час нормального заповнення знесено з індикаторної діяграми. Максимальну міру наповнення вибрано. Виходячи з останньої находимо напрямок ексцентриситета Om для максимального наповнення.

$$Om = r_{max},$$

коли кут випереджання δ_m.

Криву вершків вибираємо в вигляді прямої лінії, що злучає точки m та p (нормально до положення корби в момент попереджання впуску).

Поділивши пополам кут між положеннями корби на початку впуску та наприкінці нормального наповнення, найдемо напрям та величину ексцентриси-

НБ УДУНТ (ДІТ)

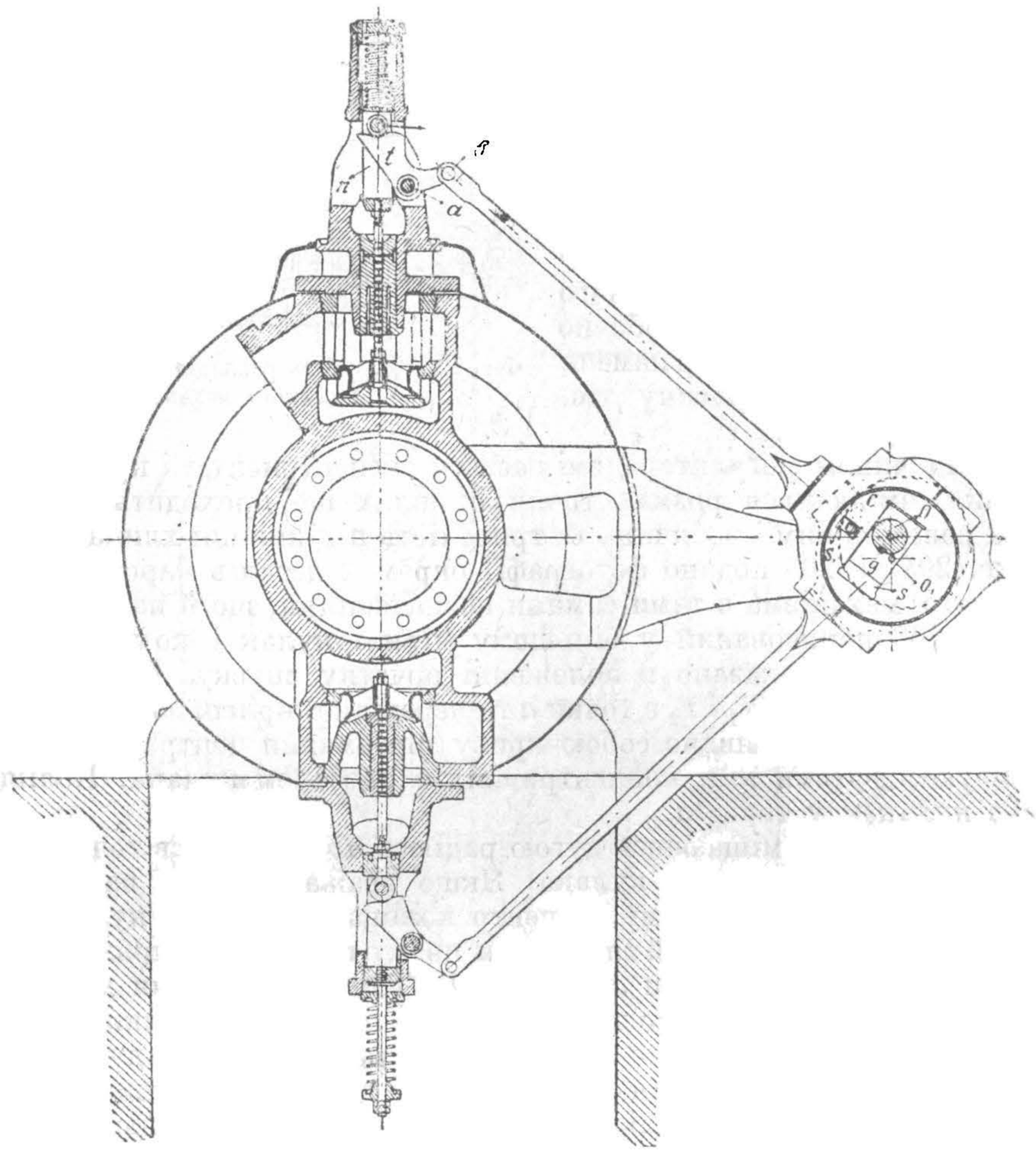
тету On для нормального обтяження машини

$$On = r,$$

коли кут випереджання δ_n.

Цайнерівське коло, описане на On, повинне пройти через точку p; величина зовнішнього перекривка e залишається без зміни.

Якщо під чином регулятора ексцентриситет буде зменшено до величини



Фіг. 203. Лептцівський пароросподіл.

Op, то відповідне йому цайнерівське коло не перетне лука зовнішнього перекривка — буде дотичне до нього й відсіч станеться в момент попереджання впуску.

Таким способом досягнемо мінімального нульового наповнення.

Кут випереджання ексцентриситета $Op = r_{min}$ на діяграмі відзначено кутом δ_0.

Величини, які виміряються як хорди цайнерівських кіл, що проходять через точку O, в даному випадку являють собою зсов точки b на фіг. 206 від II середнього положення. Зовнішній перекривок e являє собою шлях, який проходить точка b від свого середнього положення до того моменту, коли кулачний виступ починає підіймати коліща, а разом із ним і хлипак.

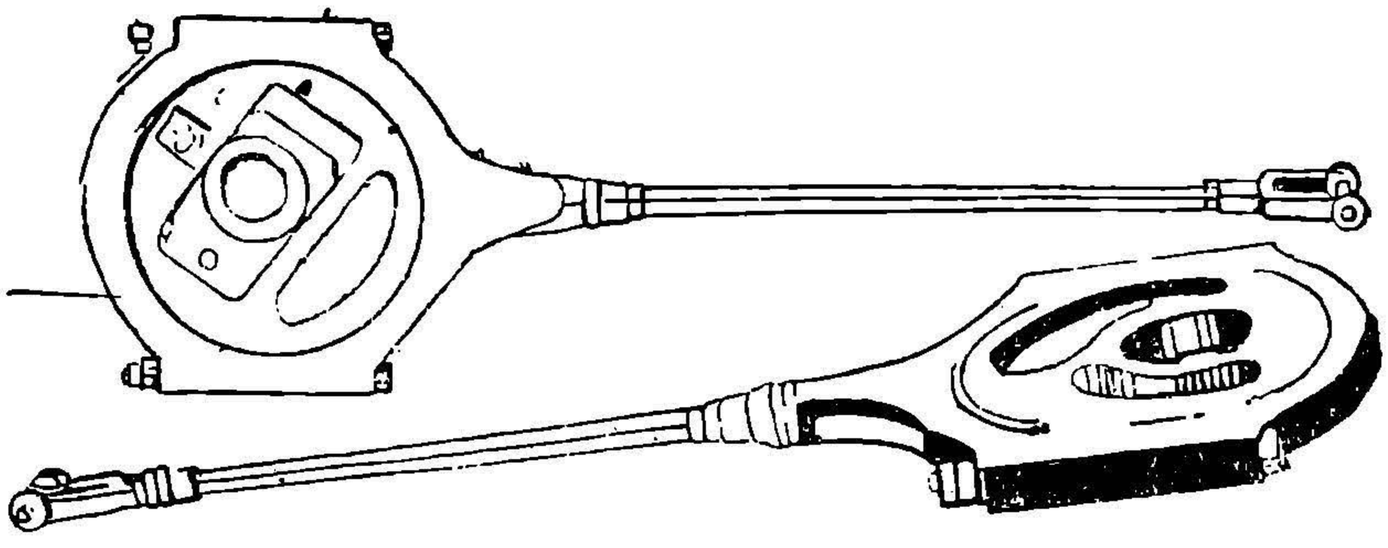
На фіг. 206 на рисунку ексцентрика нарисовано ще криву вершків у формі лінії mp, що відповідає діяграмі на фіг. 207. Кут Otp на обох фігурах однаковий.

НБ УДУНТ (ДІТ)

На фіг. 208 виображена схема чину впускного лентцівського розподілу.

Ексцентрикове кружало нарисоване в більшому мірилі, ніж профіль кулака для ясности побудови.

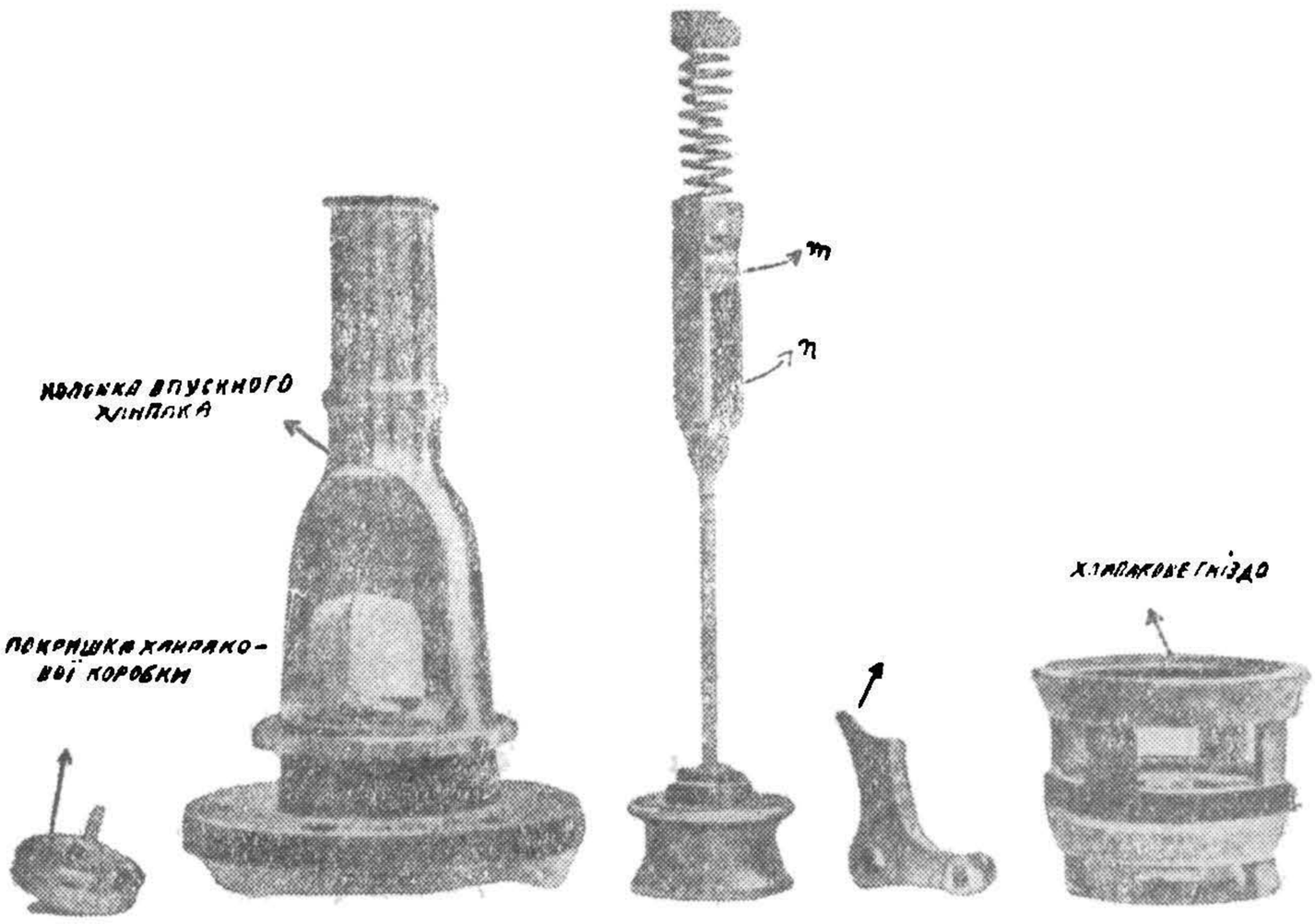
Точка схоплювання b описує дугу кола біля точки a. Відзначивши середній



Фіг. 204. Ексцентрики лентцівського розподілу.

напрямом ексцентрикового тягеля E_1E_2, з точок E_1 та E_2 зробимо зачерки радіюсом, що дорівнює довжині ексцентрикового тягеля Ob. Цим визначається крайнє положення точки b — b_1 та b_2.

Профіль кулака повинен бути нарисований так, щоб під час крайнього нижнього положення точки b коліща не збігало б з кулака.



Фіг. 205. Деталі лентцівського паророзподілу.

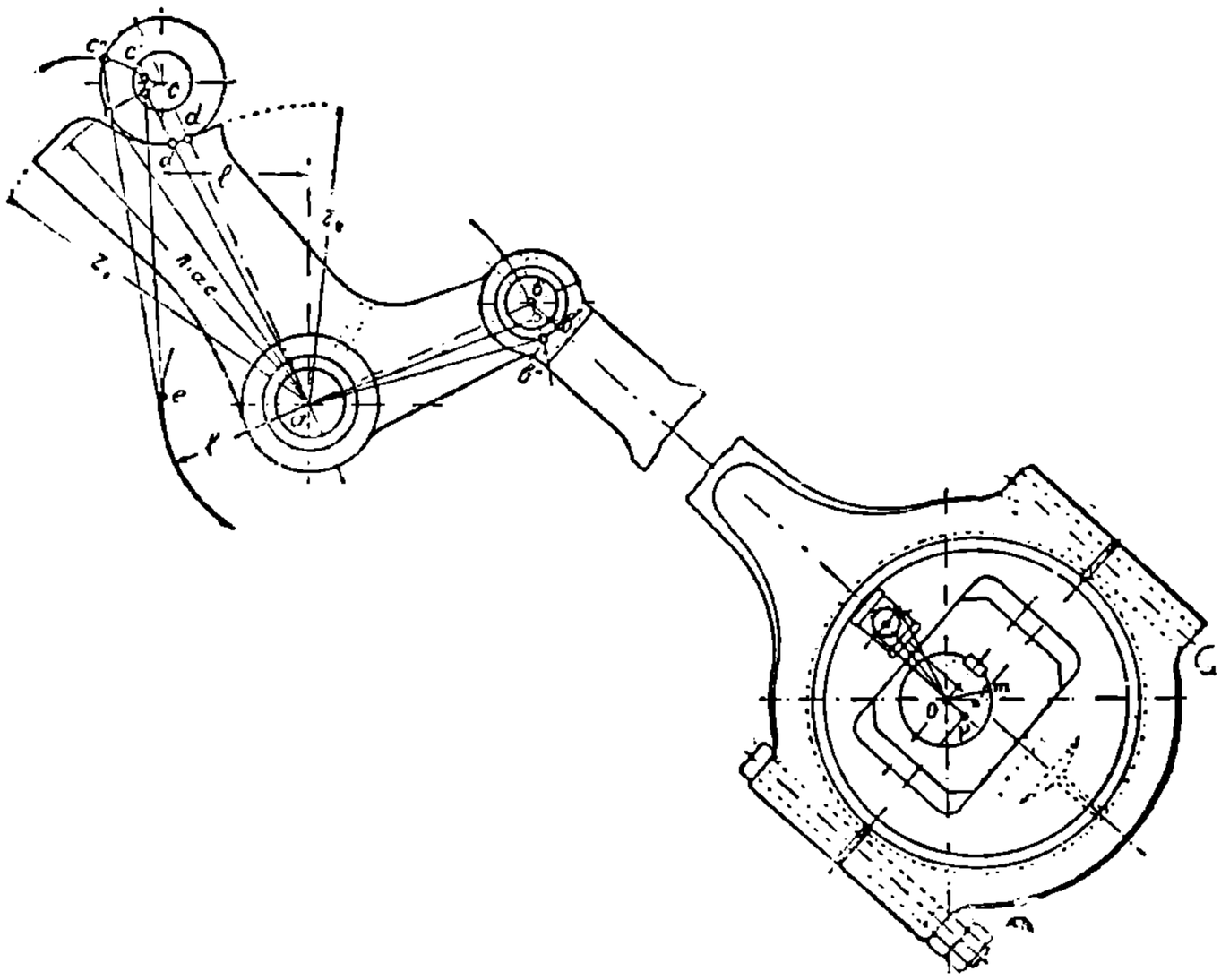
З діяграми (фіг. 207) візьмемо кути γ, які втворюють положення корби на початку та наприкінці впуску з положенням Om, що відповідає мертвому положенню ексцентриситета.

Кути γ відкладемо на фіг. 208 по обидва боки від OE_1. Точка v_m вказує положення ексцентриситета на початку впуску, точка E_m — у момент відсічі при максимальному наповненні.

Із точки v_m (або E_m) зробимо зачерк радіюсом Ob, який перетне дугу b_1b_2 у точці b_o. Для цього положення й нарисований кулак; коліща повинно бути на ньому в момент початку підіймання — попереджання впуску. Лінія, що

НБ УДУНТ (ДІТ)

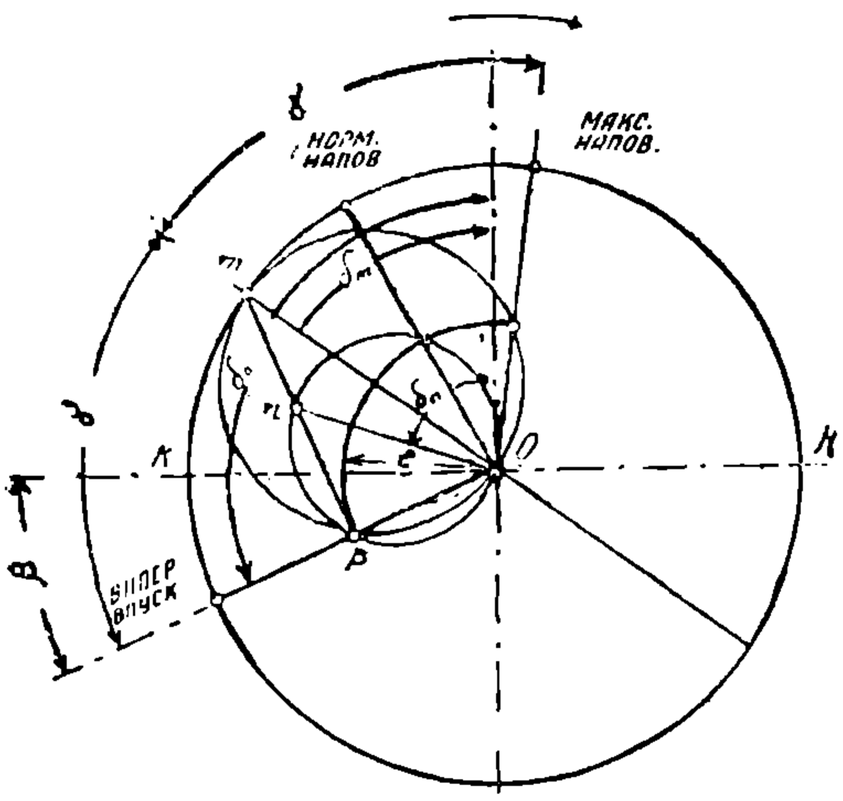
злучує точки v_m та E_m, міститься від середньої лінії xx_1 на величину зовнішнього перекривка e. (Лінію $v_m E_m$, так само як і xx_1, правильніше було б нарисувати дугою кола з точки b_o (b), але через те, що довжина тягеля дуже велика,



Фіг. 206. Ексцентрик і кулак упускного хлипака.

порівнюючи з величиною ексцентриситета, можна дугу замінити її хордою).

Під час повороту ексцентриситета від положення Ox до Ov_m точка схвачування проходить шлях bb_o, а кулак робить по коліщаті яловий хід від середнього положення до початку впуску. Значення перекривка e, таким чином, виходить аналогічне з суваковими розподілами. «Відкривання вікна», як виміряти його нібито за Мюллеровою діяграмою, подано відтинком AE; відповідно до цього відтинка точка b проходить шлях $b_o b_1$, а підняття хлипака находять так, як це зазначено вище на фіг. 206.



Фіг. 207. Цайнерова діяграма.

Якщо, користаючись діяграмою (фіг. 207), відкласти кути, що дають положення корби на початку впуску та в кінці нормального наповнення в напрямом On, то ми найдемо на схемі розподілу положення ексцентриситета Ov_n та OE_n. Для максимального наповнення ексцентриситет дорівнював r_m, у даному ж разі (для нормального наповнення) — r. Ексцентриситети для різних наповнень на фіг. 207 та 208 дорівнюють один одному.

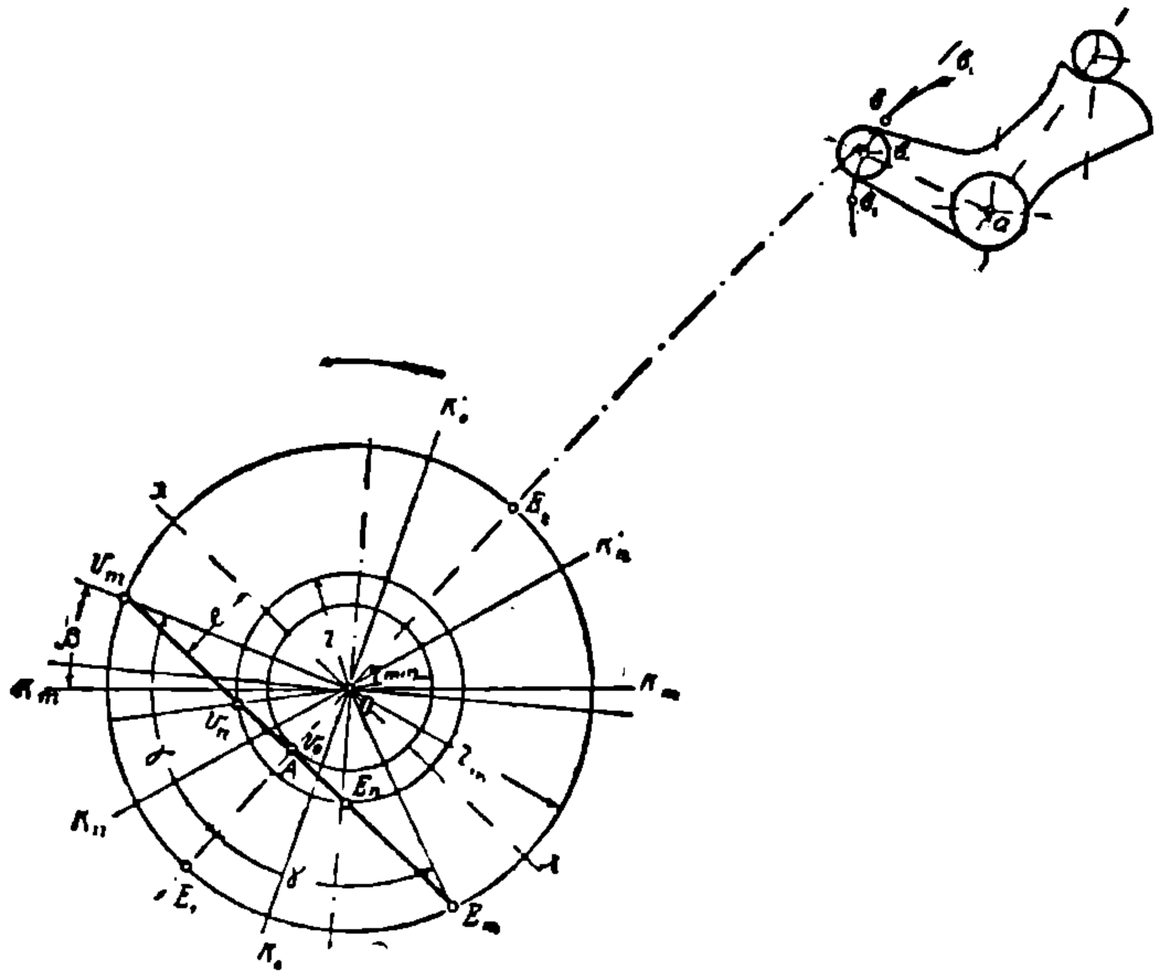
Для мінімального наповнення, нарешті, ми находимо положення c ексцентриситета

$$Ov_o = r_{\min},$$

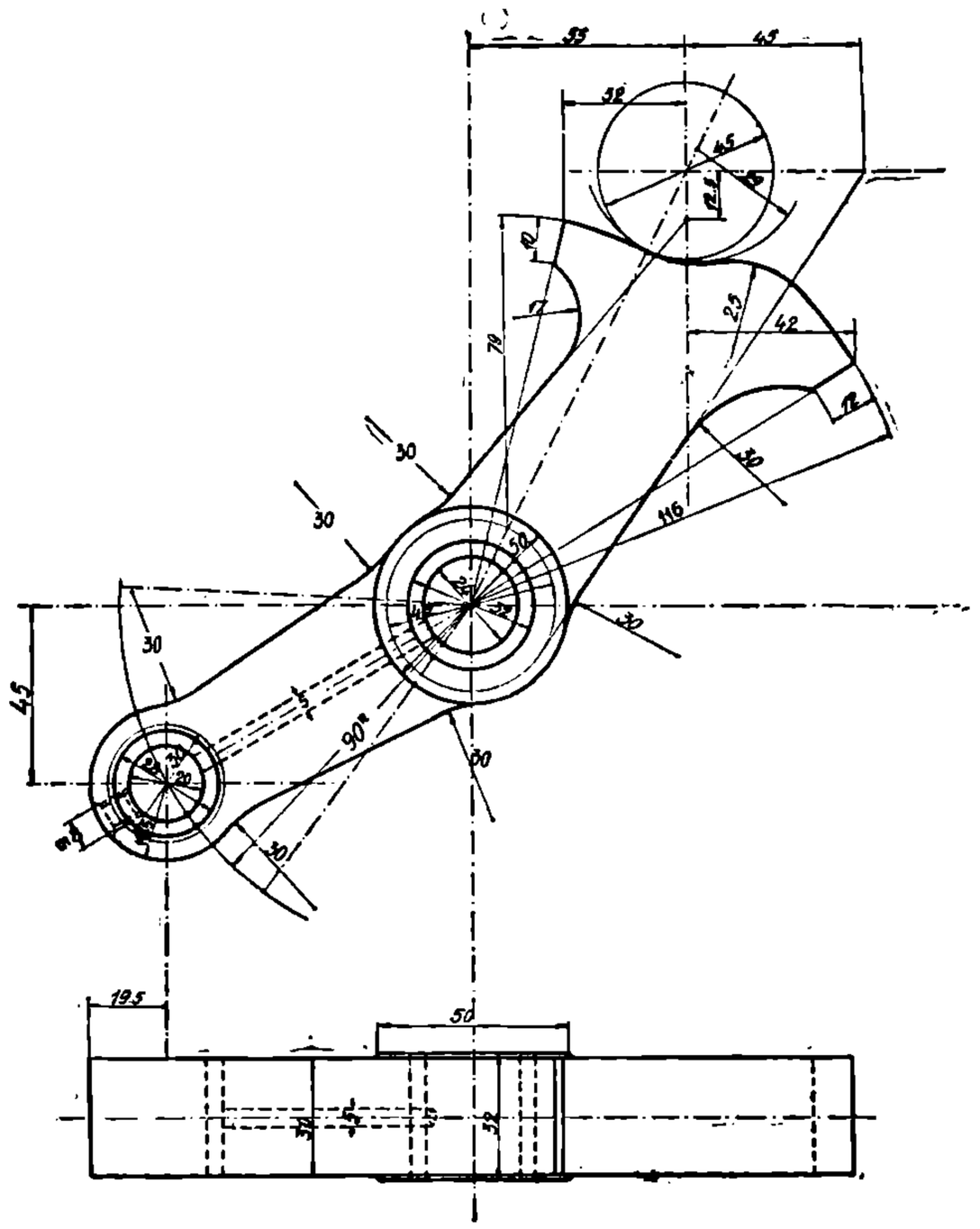
при якому за крайнє положення коліщати на кулаку є початкова точка підійняння кулака.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Криву вершків на схемі розподілу подано лінією $v_m v_o$.
На схемі напрямки Ov_m, Ov_n, Ov_o зсунуті один відносно одного, хоч попе-



Фіг. 208. Схема лентцівського пароросподілу.



Фіг. 209. Кулак випускного хлипака виробні Erste Brünner Maschinenfabrik.

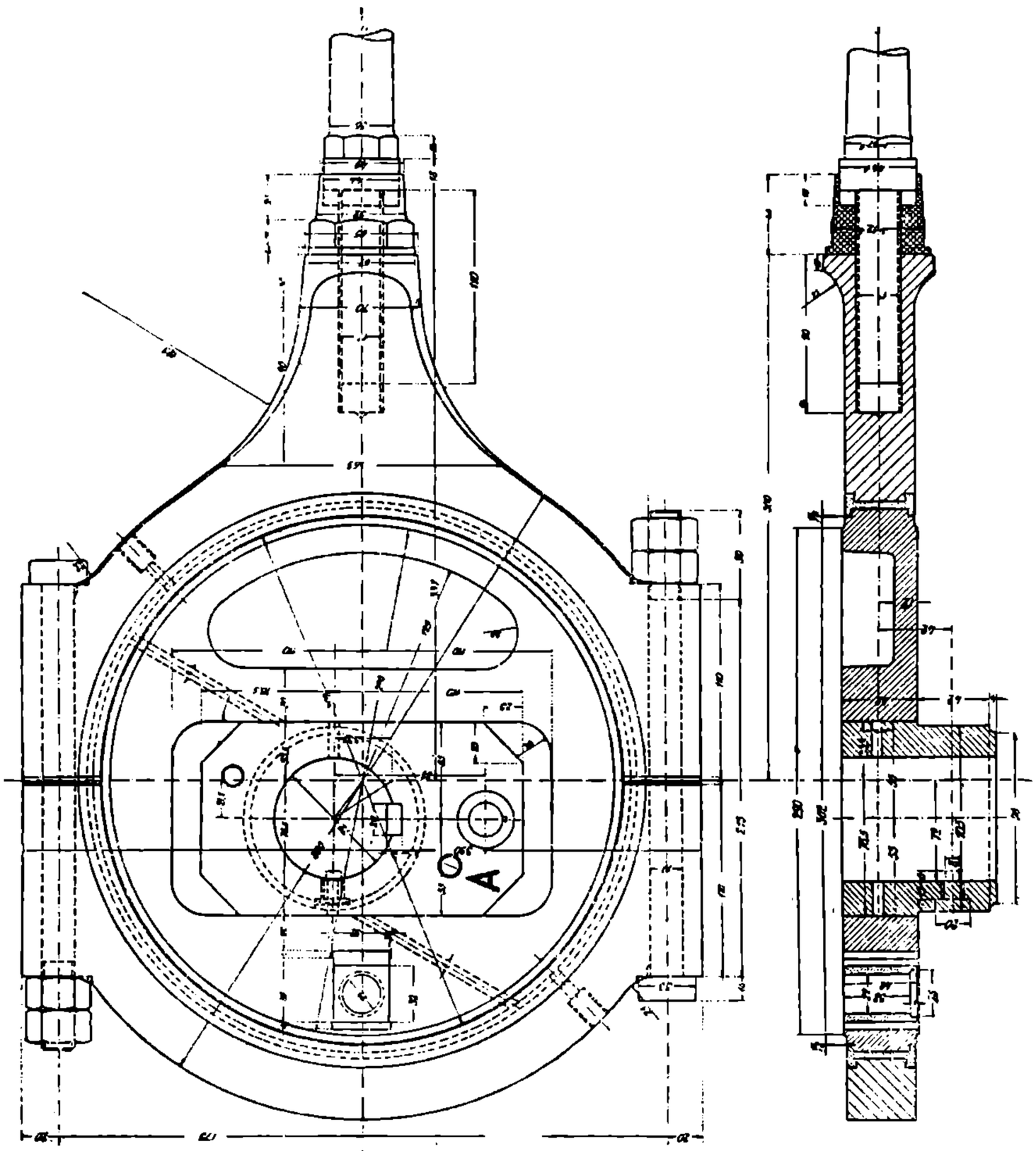
реджання впуску в лентцівському розподілі відбувається під час одного й того самого положення корби, незалежно від міри наповнення. Пояснюється це,

НБ УДУНТ (ДІТ)

звичайно, зсовом ексцентриситета під час регулювання, так що, наприклад, кут $v_m O v_n$ на фіг. 208 якраз дорівнює кутові mOn на фіг. 207.

Тому й мертві положення головної корби на схемі розподілу матимуть для різних мір наповнення різні положення. Щоб визначити їх, слід відкласти від положення корби на початку впуску в напрямку обертання кут β (див. фіг. 207). Тоді для максимальної міри наповнення ми матимемо на фіг. 208 мертві положення корби по лінії $K_m K_m'$, для нормального наповнення — по лінії $K_n K_n'$, для мінімального — $K_0 K_0'$

Проєктуючи лентцівський пароросподіл максимальною величиною ексцен-



Фіг. 210. Ексцентрик впускного хлипака виробні Erste Brünner Maschinenfabrik.

триситета доводиться задаватися. Вибравши її, будують Цайнерову діяграму, згідно з фіг. 207, намічають криву вершків і величину зовнішнього перекривка, визначають кути, потрібні для побудови схеми розподілу. Побудову останньої ми виклали.

Вирисовуючи профіль кулака, треба брати на увагу вирахувану завдалегідь максимальну вишину підіймання хлипака й дійти того, щоб під час максимального наповнення це підіймання було здійснене.

За допомогою схеми (див. також фіг. 206) визначається підняття хлипака при нормальному обтяженні машини. Звичайно підняття буває менше за раніше вираховану величину, і в такому разі треба перевірити, чи достатнє це підняття для того, щоб не було дроселювання пари.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Здебільшого при нормальній мірі обтяження коліща проходить лише незначний шлях по кулачному виступі, і підіймання хлипака до певної міри збільшується із збільшенням міри наповнення. Це слід мати на увазі, вибираючи максимальну вишину підіймання.

Конструктивні рисунки основних деталів лентцівського пароторзподілу — кулака та впускного ексцентрика — подано на фіг. 209 та 210.

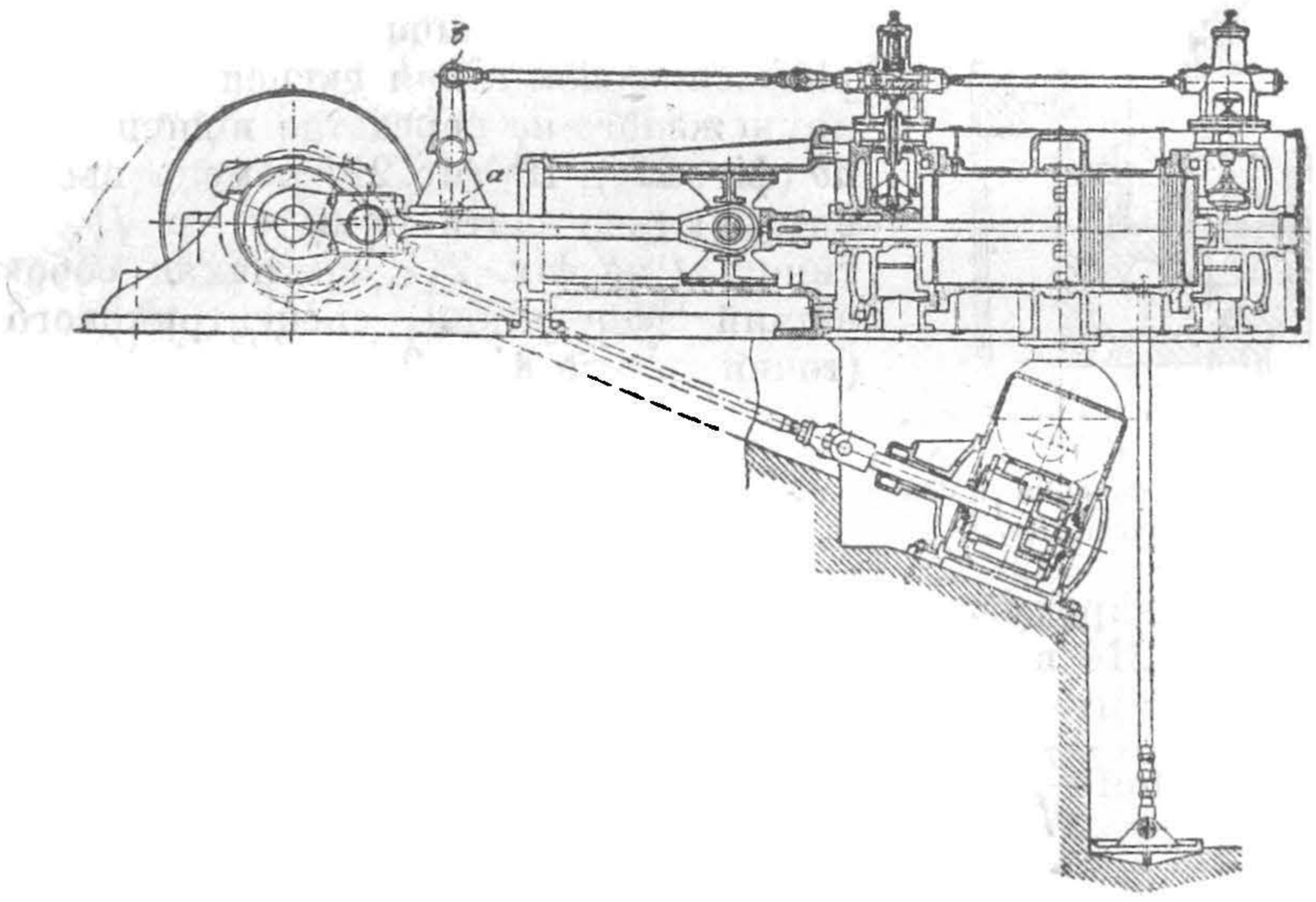
Деталі ці належать до машин високого тиску ($p_1 = 27$ атм, $p_2 = 8$ атм): $D = 330$ мм, $H = 750$ мм, $n = 125$. Заслуговує на увагу спосіб мастіння спіднього валка випускного кулака —по просверлинах, якими олія йде з утулка середнього валка.

Круглий отвір A в камені ексцентрика (фіг. 210) роблять для злуки з випускним ексцентриком, який не заплішують на валі, а скріпляють із першим ексцентриком прогоничем, що всувається у прорів ексцентрикового кружала (див. фіг. 204). Така конструкція дозволяє вміняти кут заплішення випускного ексцентрика.

§ 68. Штумпфівський пароторзподіл

Проф. Штумпф у перших своїх прямотечійних машинах застосував спеціяльно сконструйований пароторзподіл, загальний вигляд якого подано на фіг. 211, а деталь хлипакової коробки на фіг. 212.

Від ексцентрика, надягненого на головний вал машини за допомогою важеля



Фіг. 211. Прямотечна машина з пароторзподілом штумпфівської сист.

ab набуває зворотного прямолінійного пересування поземий тягель. У виймах цього тягеля проти кожного з хлипаків машини закладено каліщата d (фіг. 212). Хлипаковий тягель кінчається кухлем e, через проріз якого проходить поземий тягель. У цьому ж прорізі прикріплений кулак f. Під час руху тягеля праворуч (для лівої порожнини циліндра) коліща набігає на виступну частину кулака й підіймає хлипак, під час зворотного руху тягеля хлипак спускається під чином пружини.

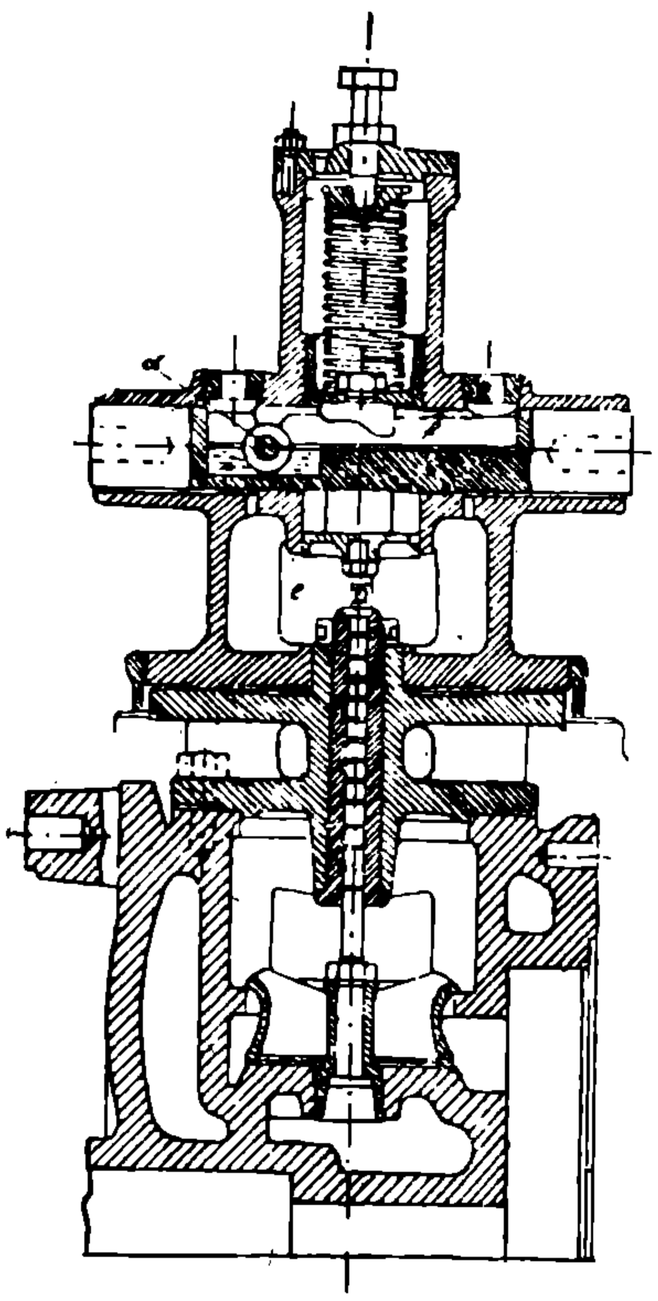
Хлипаки розміщені в покришках циліндра. Пара підводиться знизу і вона нагріває внутрішню поверхню покришок. Унизу на фіг. 211 показаний смок конденсац йної злагоди.

Під час роботи машини поземий тягель з коліщатами від підвищення температури здовжується менше, ніж циліндер машини. Тому, правильність розподілу, встановленого в холодному стані, трохи порушується. Це й є деякий дефект штумпфівського розподілу, який взагалі вигідно відрізняється простотою і тим, що не має розподільчого валка.

НБ УДУНТ (ДІТ)

З фотографії на фіг. 213 видно конструкцію важеля між ексцентриком і поземим тягелем.

На фіг. 214 —216 подано графічне досліджування штумпфівського пароросподілу, ексцентрик якого напрямляється плоским регулятором лентцівського типу (з прямолінійною кривою вершків lq — фіг. 214).



Фіг. 212. Хлипакова коробка штумпфівського пароросподілу.

Цайнерова діяграма для цього випадку цілком аналогічна фіг. 207. Нормальна міра наповнення визначається положенням корби $Oп$, максимальна —$Oт$. Щоб досягти нулевої міри наповнення, ексцентриситет доводять до величини Oq, що дорівнює «зовнішньому перекривкові» e.

Намітивши профіль кулака MN (фіг. 215), так, щоб максимальне підіймання хлипака (h_{max} у 1,5 ÷ 2 рази перевищувало вирахувану потрібну величину нормального підіймання h, будуємо криву підіймання хлипака OO''*. Точка O' на висоті h визначає величину $a_н$ зсову коліщати від початку впуску до моменту найбільшого підіймання хлипака під час нормальної міри наповнення. Величина $a_н$ вимірюється зсовом кінця ексцентрикового тягеля, помноженого на передатне відношення важеля ab (фіг. 211). На фіг. 216 рамена цього важеля виміряються відтинками af та fb. Тому відтинок st на фіг. 214, що являє собою відповідний зсов кінця ексцентрикового тягеля (точки a —на фіг. 216) повинен дорівнювати.

$$st = a_н \cdot \frac{af}{fb}$$

Порівнянням вирахуваної в такий спосіб величини st з розміром цього відтинка на фіг. 214 визначається мірило Цайнерової діяграми, зокрема величини ексцентриситетів і відтинка lz. Дійсна величина останнього, помножена на відношення $\frac{fb}{af}$ дає величину c_{max} (фіг. 215) —найбільший зсов коліщати ліворуч від положення його в момент початку впуску (при максимальній мірі наповнення). Точка O'' повинна лежати на прямолінійній ділянці кривої підіймання хлипака.

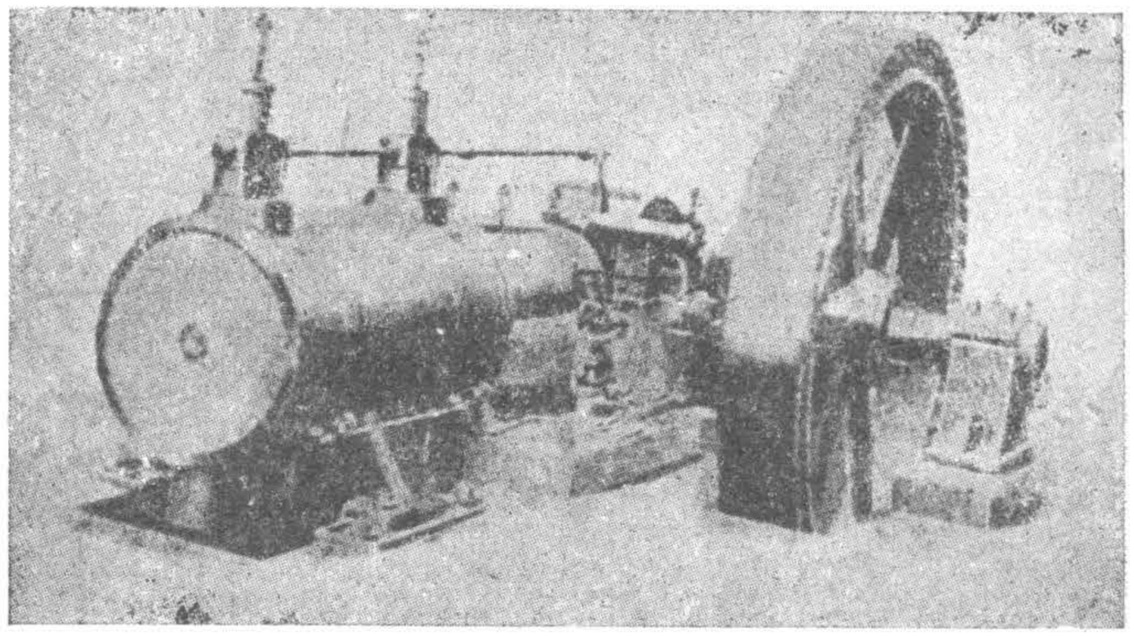
Якщо із зроблених побудов і вирахунків вийде, що найбільший ексцентриситет занадто великий або що положення точки O'' не відповідає вищесказаному, то можна змінити профіль кулака, відношення рамен $\frac{af}{fb}$ (у межах, які допускає розполіг важеля на рямі машини), або змінити криву вершків lq, зробивши її опуклою за типом преллівських ексцентриків (див. нижче).

Загальна схема механізма виображена на фіг. 216. Під час максимального обтяження машини впуску починається при положенні ексцентрика Oc_1, відсіч — при положенні Oe_1, найбільше підіймання хлипака — при положенні Od_1. Відповідне положення кінця ексцентрикового тягеля— a_1 та a_1' суставa

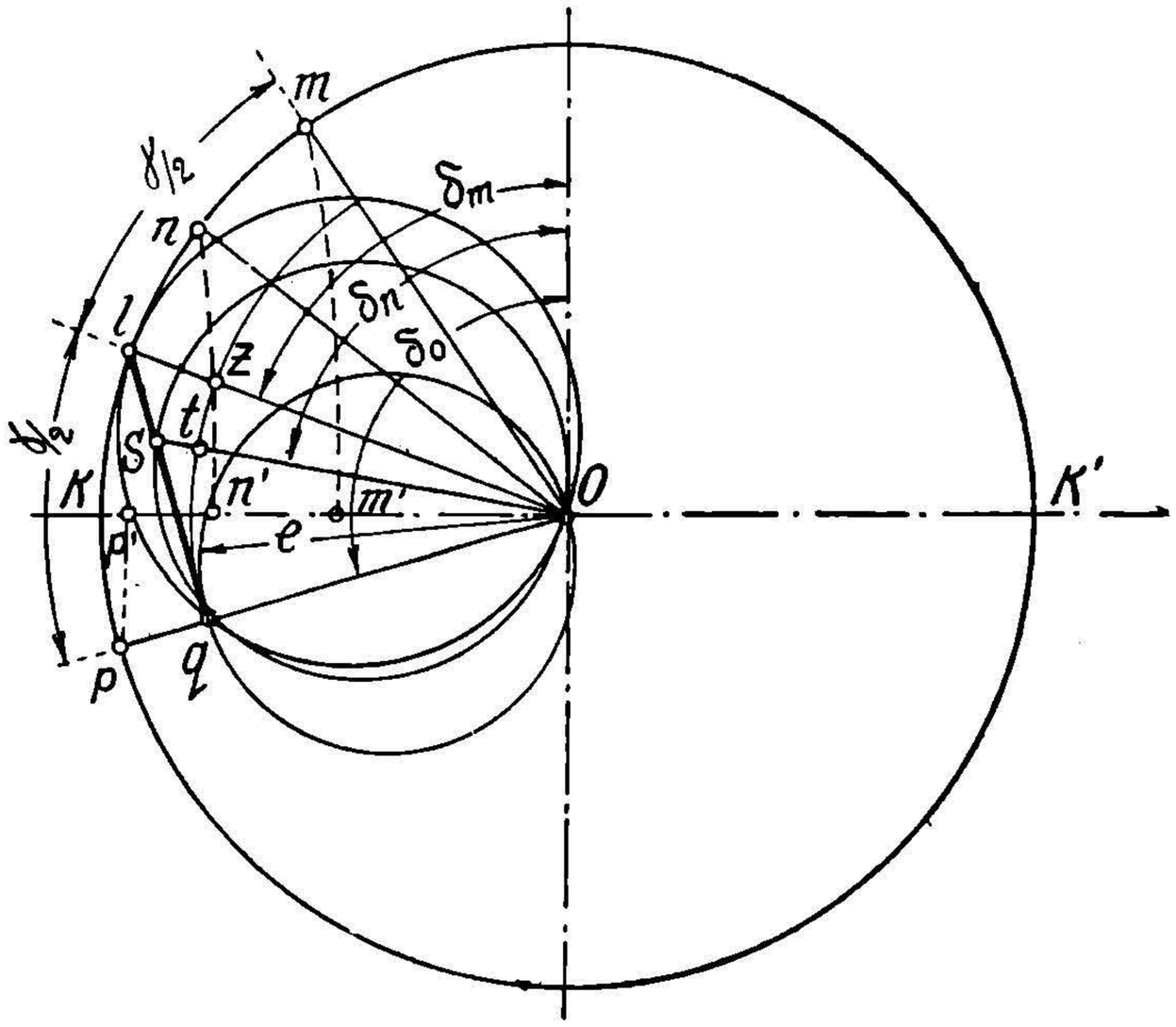
---

* При малих мірах наповнення, з якими звичайно працюють штумпфівські машини, доводиться іноді допускати для нормальної міри наповнення швидкости пари, більші, за раніше зазначені. У виключних випадках можна доводити швидкість по 80 м/сек., коли немає змоги дати достатній перекрій для проходу пари (напр., збільшенням діяметра хлипака). При великих мірах наповнення h_{max} може дорівнювати h_1.

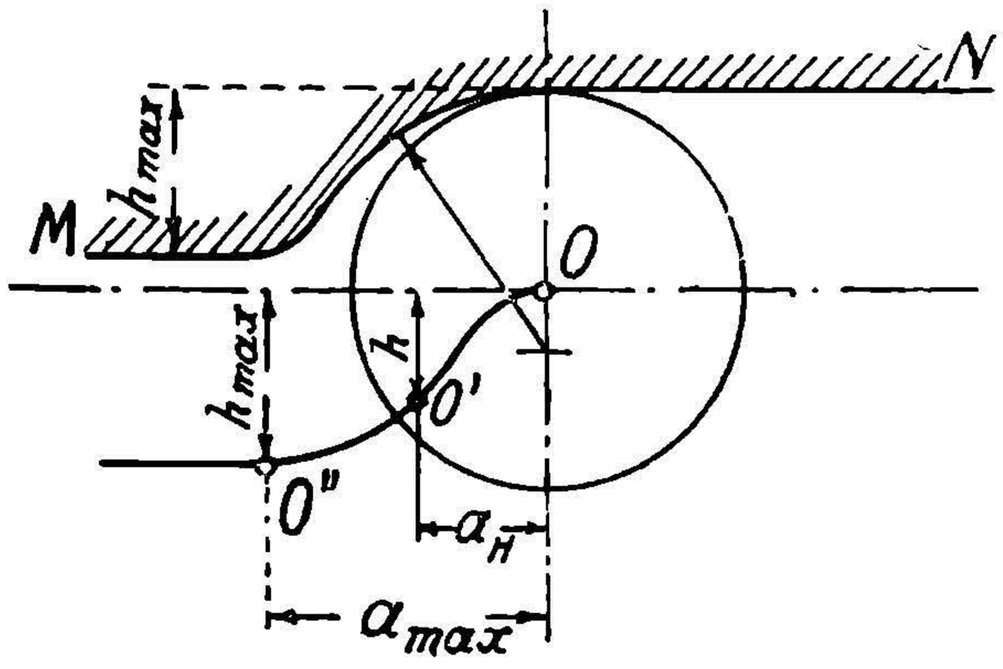
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фіг. 213. Штумпфівська машина.

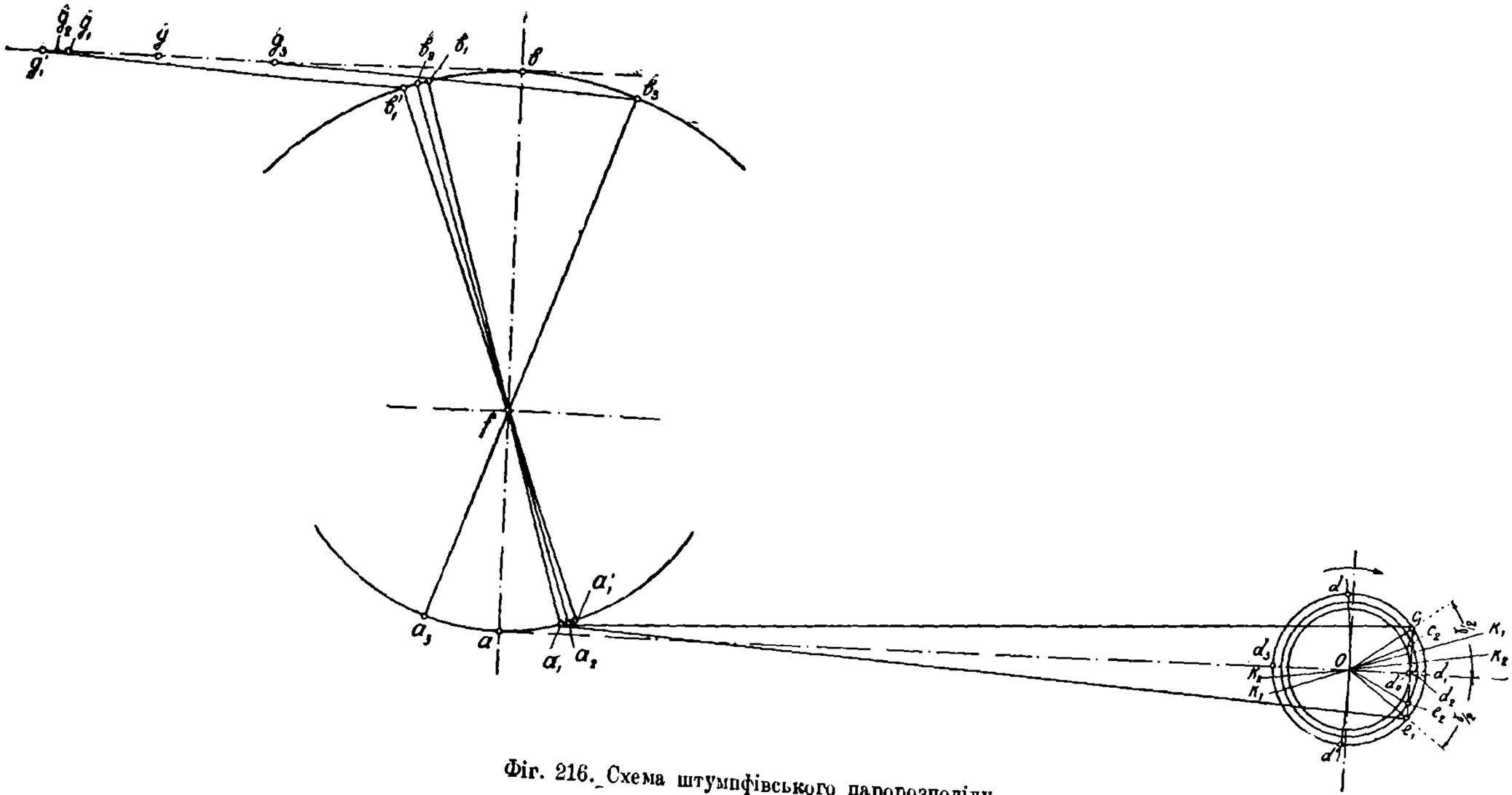


Фіг. 214. Цайнерова діяграма.



Фіг. 215. Крива підіймання хлипака.

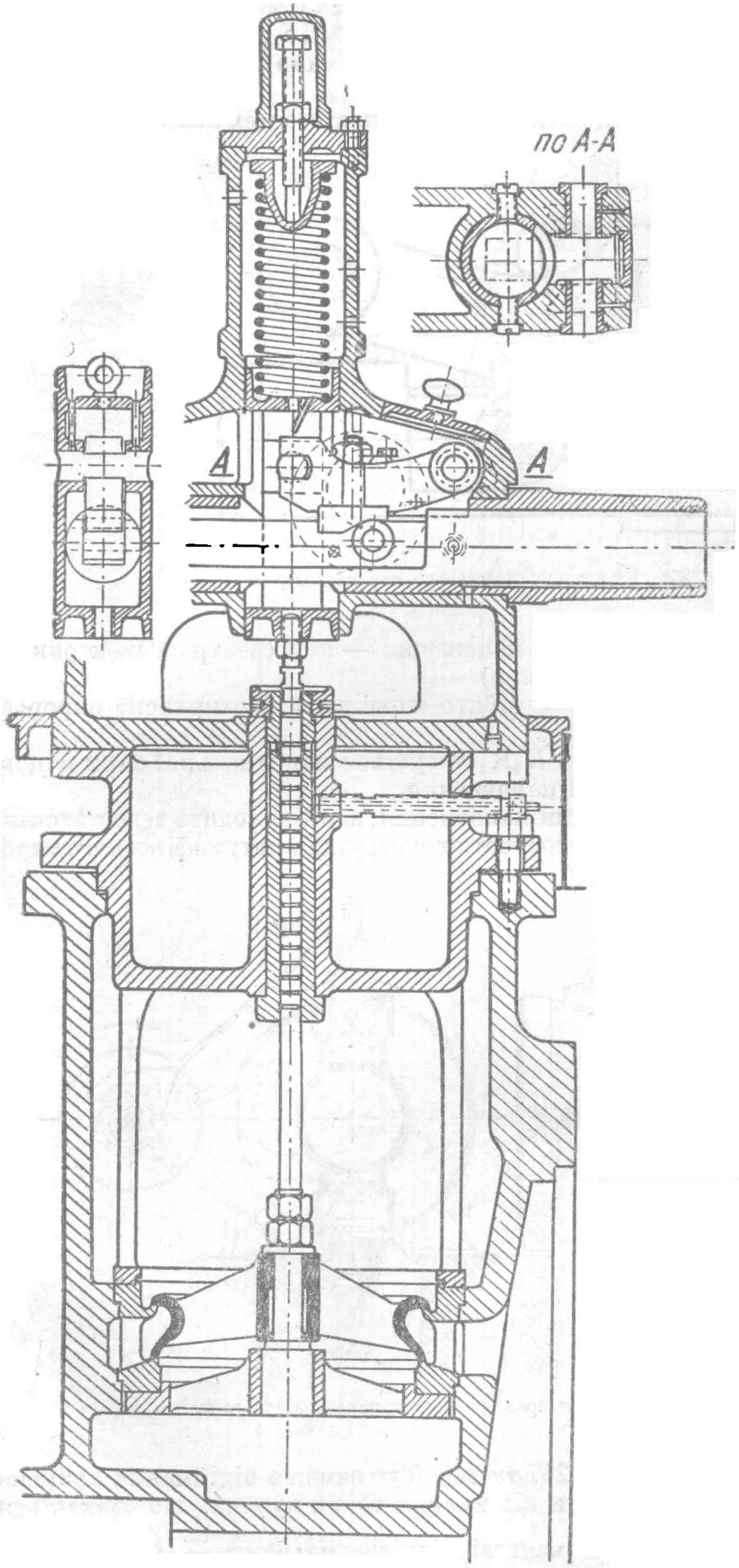
НБ УДУНТ (ДШТ)

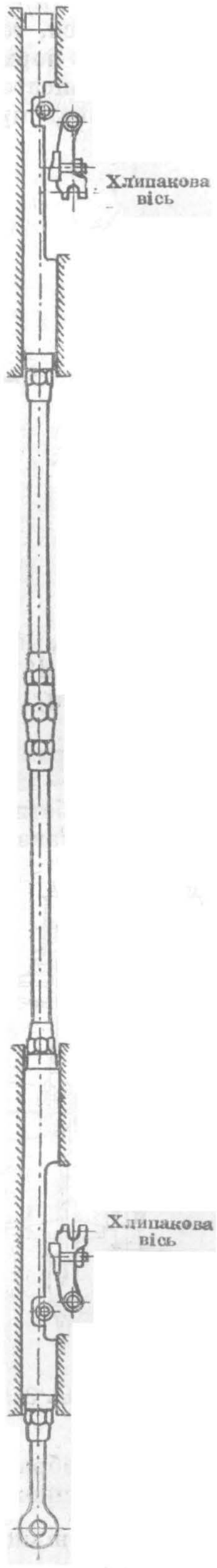


Фіг. 216. Схема штумпфівського паророзподілу.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

(ЦНТБ)
ЦНТБ
ДН

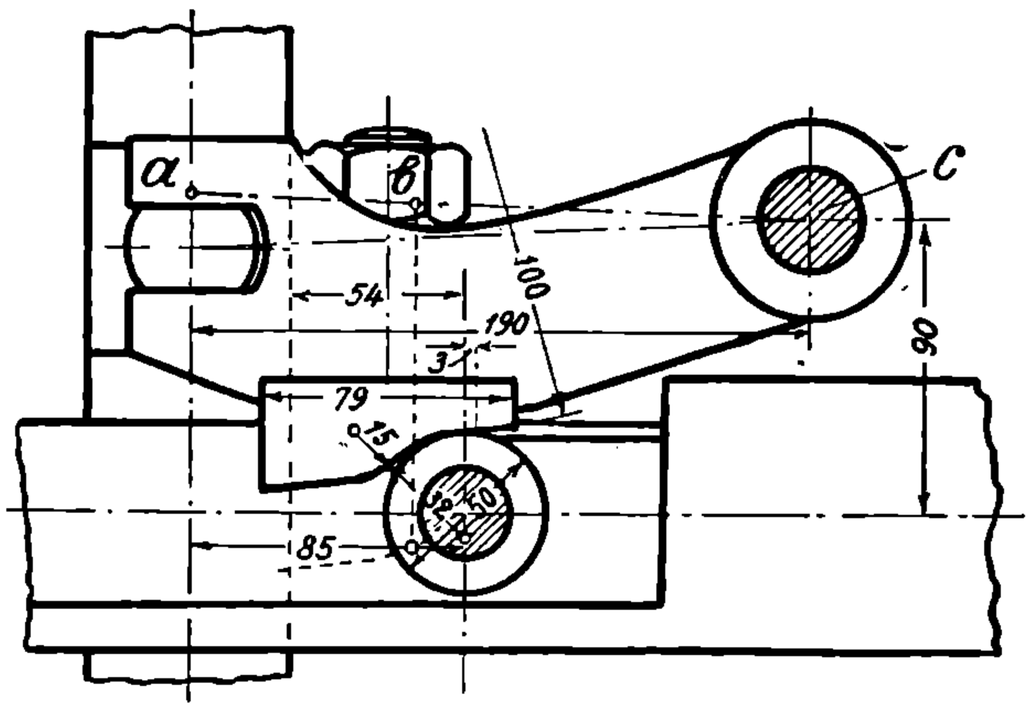




Фіг. 217. Шгумфівський пароровподіл.

на повемому тягелі g_1 та g_1'. Положення механізма в момент початку впуску виображається, таким чином, ламаною лінією $c_1 a_1 b_1 g_1$. Аналогічні точки для роботи з нормальною мірою наповнення позначимо індексом 2. Мінімальний ексцентриситет вимірюється відтинком Od_0

При крайньому лівому положенні ексцентриситета механізм займає поло-



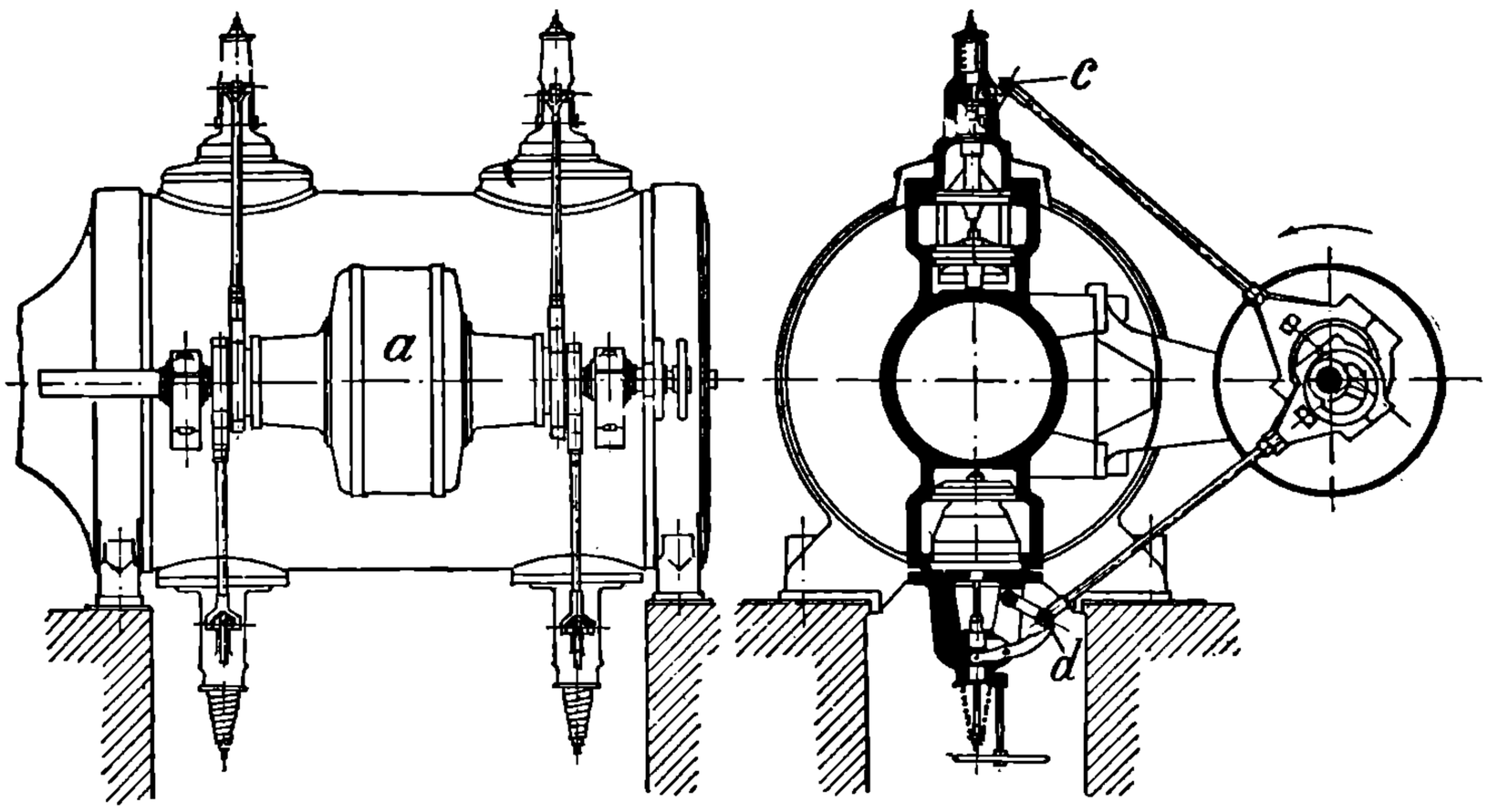
Фіг. 218. Кулак штумпфівського пароросподілу.

ження $d_3 a_3 b_3 g_3$, під час середнього положення — abg (центр ексцентрика — в точках d або d' на дузі кола в точки a)

Відтинок $aa_1 = Od_0$ являє собою нібито «зовнішній перекривок» пароросподілу.

Лінія мертвих положень корби $K_1 K_1$ стосується максимальної міри наповнення, $K_2 K_2$ — мінімальної міри наповнення.

Під час роботи з малими мірами наповнення, коли виходить недостатнє підіймання хлипака h, доцільно застосувати конструкцію штумпфівського паро-



Фіг. 219. Загальне розташування преллівського пароросподільчого механізма.

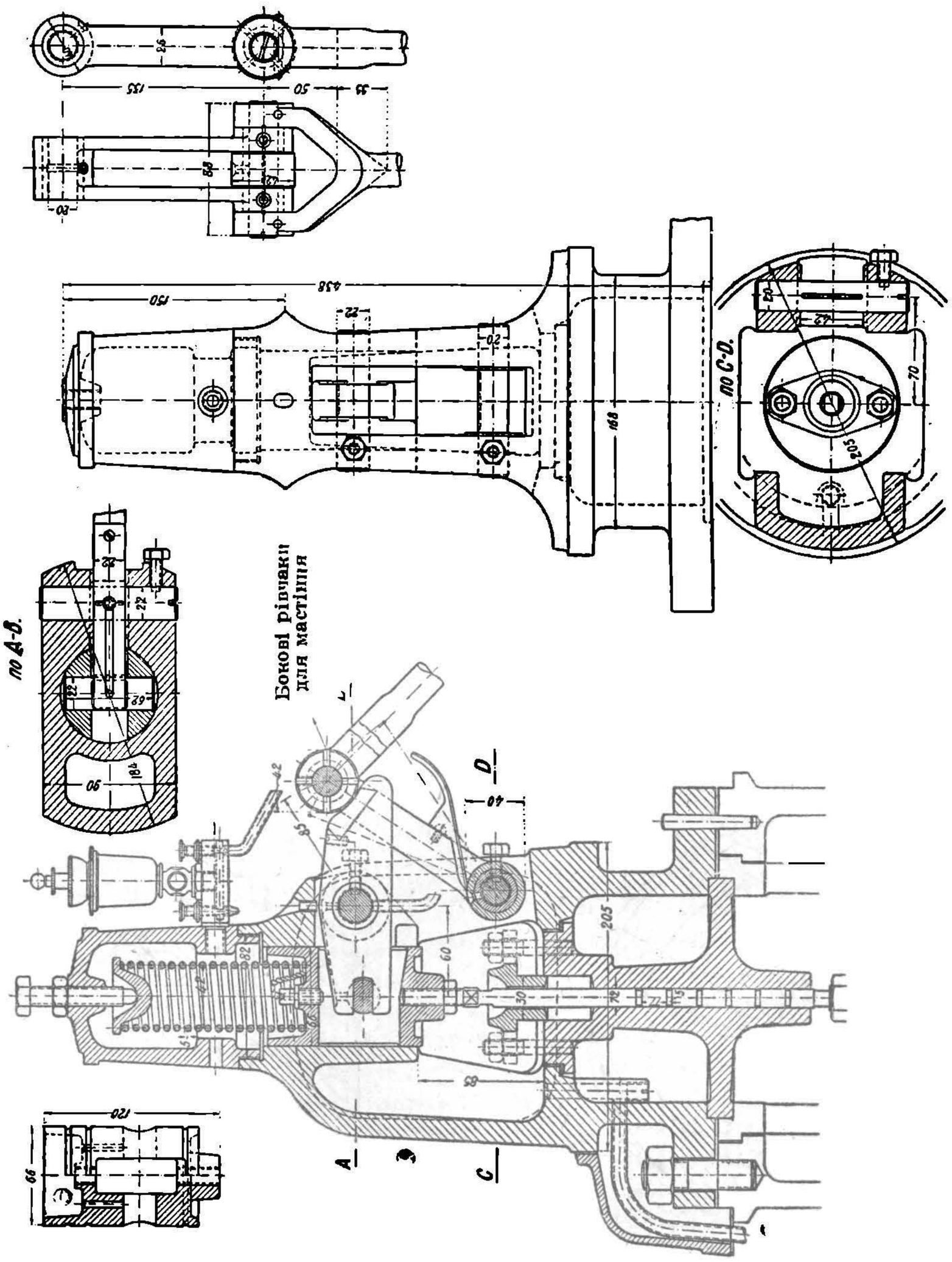
росподілу, вираженому на фіг. 217 та 218. Тут вишина підіймання хлипака визначається множенням величини підіймання точки кулака, що стикається в коліщам, на відповідне цьому моментові відношення рамен $\frac{ac}{ic}$ (фіг. 218).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Досліджують і проєктують цей механізм так само, як і вищеописаний: лише криву підіймання на фіг. 215 заміняють на нову множення ординат 11 на відношення рамен $\frac{ac}{bc}$, що поступово зменшуються разом із рухом коліщати ліворуч.

§ 69. Пароросподіл Прелля, Штайна та Дерфеля

Загальний вигляд розпологу преллівського пароросподільчого механізма подано на фіг. 219.



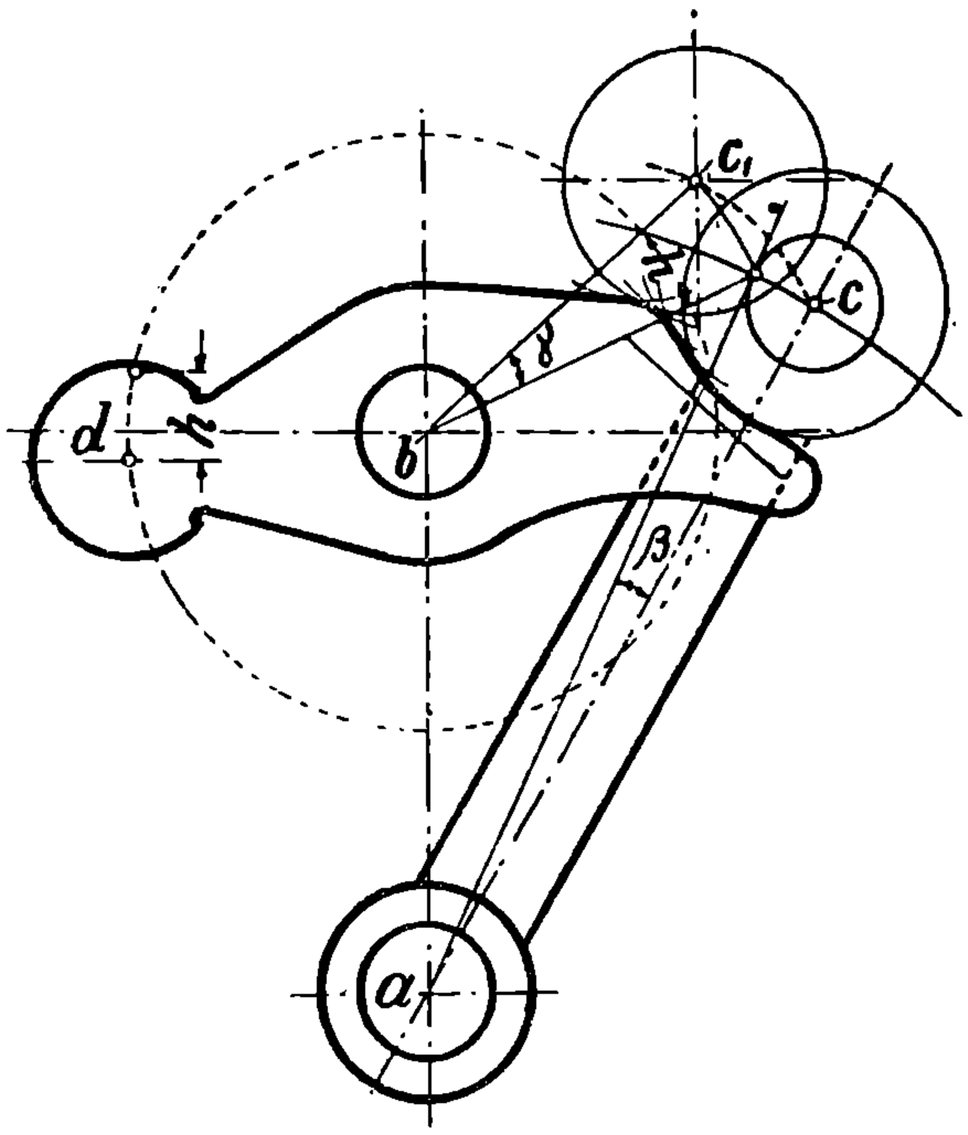
Фіг. 220. Колонка впускного хлипака преллівського пароросподілу.

Коліщата *c* та *d* на кінцях ексцентрикових тягелів набігають на важелі з кулачними виступами й піднімають хлипаки. Впускні ексцентрики напрямляються плоским регулятором *a*.

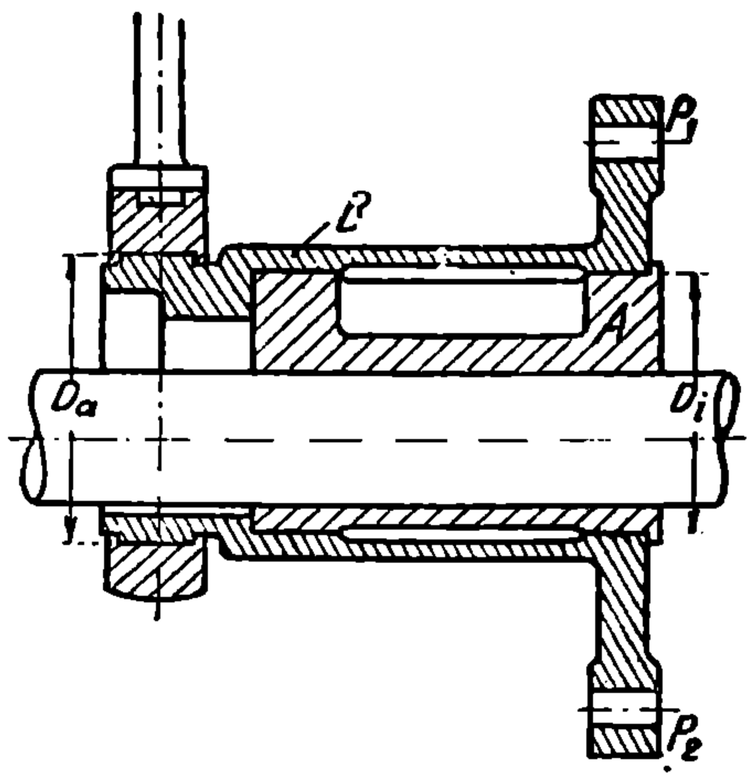
На фіг. 220 виображена колонка впускного хлипака цього механізма, а на фіг. 221 — спосіб визначати вишини підіймання хлипака для того або

НБ УДУНТ (ДІТ)

того переміщання точки c. Остання під час обертання ексцентрика описує дугу кола біля точки a. cc_1 являє собою криву переміщання центра коліщати відносно кулака. Якщо припустити, що серга ac повернеться на кут β, то точка c займе положення x; і тоді правий кінець важеля з кулаком спуститься обертаючись довкола точки b. Кут цього повороту можна найти, як

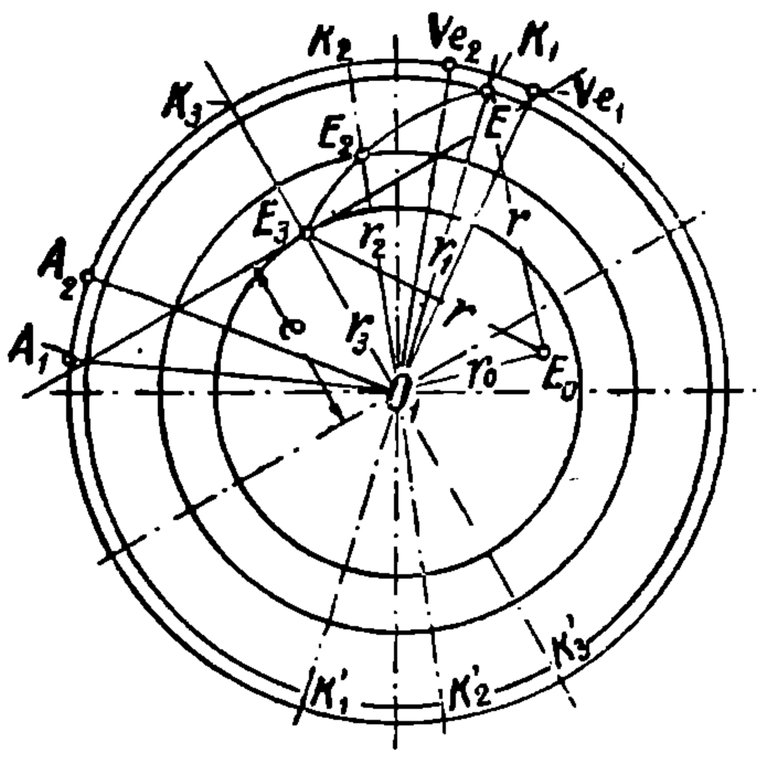


Фіг. 221. Визначення вишини підіймання хлипака.

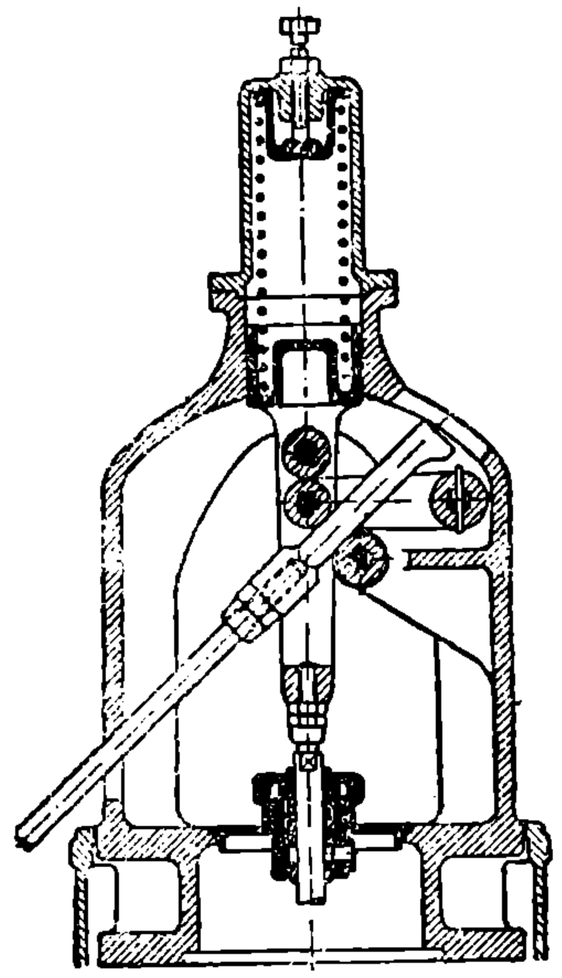


Фіг. 222. Впускний ексцептрик преллівського паророзподілу.

вирізати важіль та криву cc_1 з кальки і повертаючи їх до збігання якоїсь точки кривої cc_1 з точкою x. Очевидно, того самого наслідку можна досягти,



Фіг. 223. Ексцентрикові кола преллівського розподілу.



Фіг. 224. Штайнівський паророзподіл.

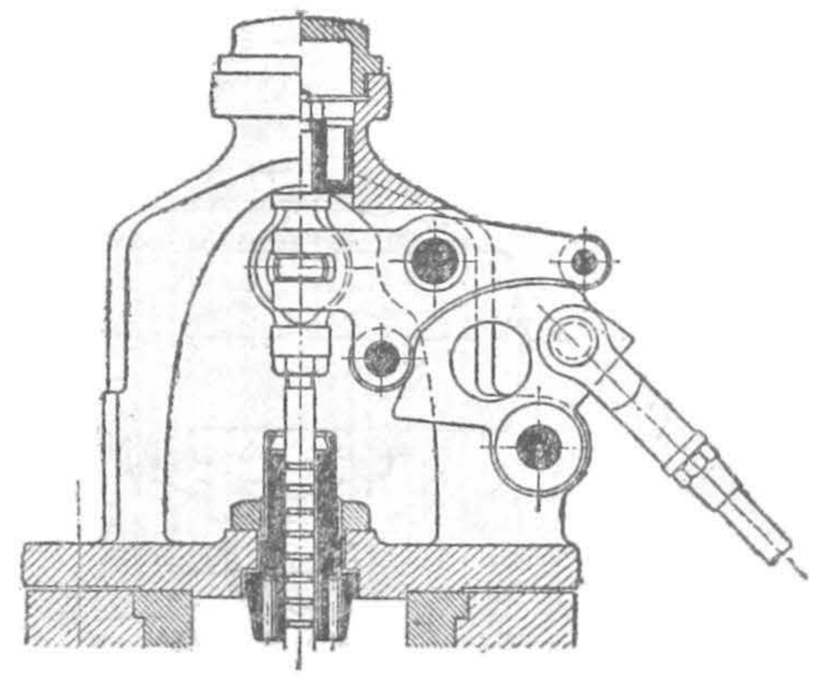
провівши дугу кола з радіюсом bx до перетину з кривою cc_1. Кут γ і буде кутом повороту кулачного важеля. Якщо радіюсом bd описати коло з точки

НБ УДУНТ (ДІТ)

b, то воно відітне між променями bc_1 та bx вишину підіймання хлипака під час повертання серги ac на кут β.

Конструкцію впускного ексцентрика виображено на фіг. 222. A являє собою ексцентрик, заплішений на розподільчому валі B — рухомий ексцентрик надягнений на перший і яким керує плоский регулятор, що злучений із ним суставами в отворах P_1 та P_2. Діяметр рухомого ексцентрика D а у тому місці, де на нього надягнений вірвант, значно зменшений і він приблизно дорівнює діяметрові першого ексцентрика D_1.

Метода побудови загальної схеми пароросподілу не відрізняється від розглянутих у попередніх параграфах. На фіг. 223 виображені кола, описані ексцентриситетом при різних мірах наповнення. r_0 являє собою ексцентриситет основного ексцентрика, r — рухомий ексцентрик (відносно центра E_0 першого). E_1E_3 — крива вершків; r_1 — сумарний ексцентриситет під час максимального наповнення, r_2 — під час нормального, r_3 — під час мінімального наповнення. Зсов кінця ексцентрикового тягеля (під час максимального наповнення) від моменту початку впуску до найбільшого підняття хлипака вимірюється відтинком E_3K_3. Величину цього відтинка треба відкласти від точки c (фіг. 221), по дузі cx, щоб визначити відповідні вишини підняття хлипака.



Фіг. 225. Дерфелівський пароросподіл.

Напрями V_{e1}, V_{e2} визначають положення ексцентриситета в момент початку впуску, A_1, A_2 — у момент відсічі, K_1, K_2 — при мертвих положеннях корби; індекс 1 відповідає максимальній, індекс 2 — нормальній мірі наповнення. Усі ці положення беруть із корбової діяграми.

Принцип хиткого кулака використано, крім описаних, ще й в інших системах примусових розподілів.

На фіг. 224 поданий штайнівський механізм, в якому кулачний виступ зроблений на безпосередньому продовженні ексцентрикового тягеля. Останній напрямляють двоє коліщат, одне нерухоме, друге — що спирається на коліща хлипакового шпінделя (останній закріплений аналогічно до лентцівського механізма.

Своєрідну конструкцію має дерфелівський пароросподільчий механізм (фіг. 225).

Пружини в цьому механізмі зовсім немає, а хлипак спускається за допомогою хиткого кулака. Останній має дві робітні поверхні й відповідно до цього важіль, злучений із хлипаковим шпінделем, — двоє коліщат.

Під час руху ексцентрикового тягеля вгору лівий кулачний виступ набігає на коліща й підіймає хлипак. Ліву робочу поверхню кулака обрисовано так, щоб хлипак не зупинявся, поки не дійде до максимального підняття, потроху продовжував би підійматися й далі. Цим усувається можливість зависання хлипака. Хлипак спускається під час руху ексцентрикового тягеля вниз, коли на коліща набігає правий кулачний виступ. Злучений хлипак із шпінделем не цупко, а за допомогою пружини, яка дає змогу шпінделеві спускатися після того, як хлипак уже сів на гніздо.

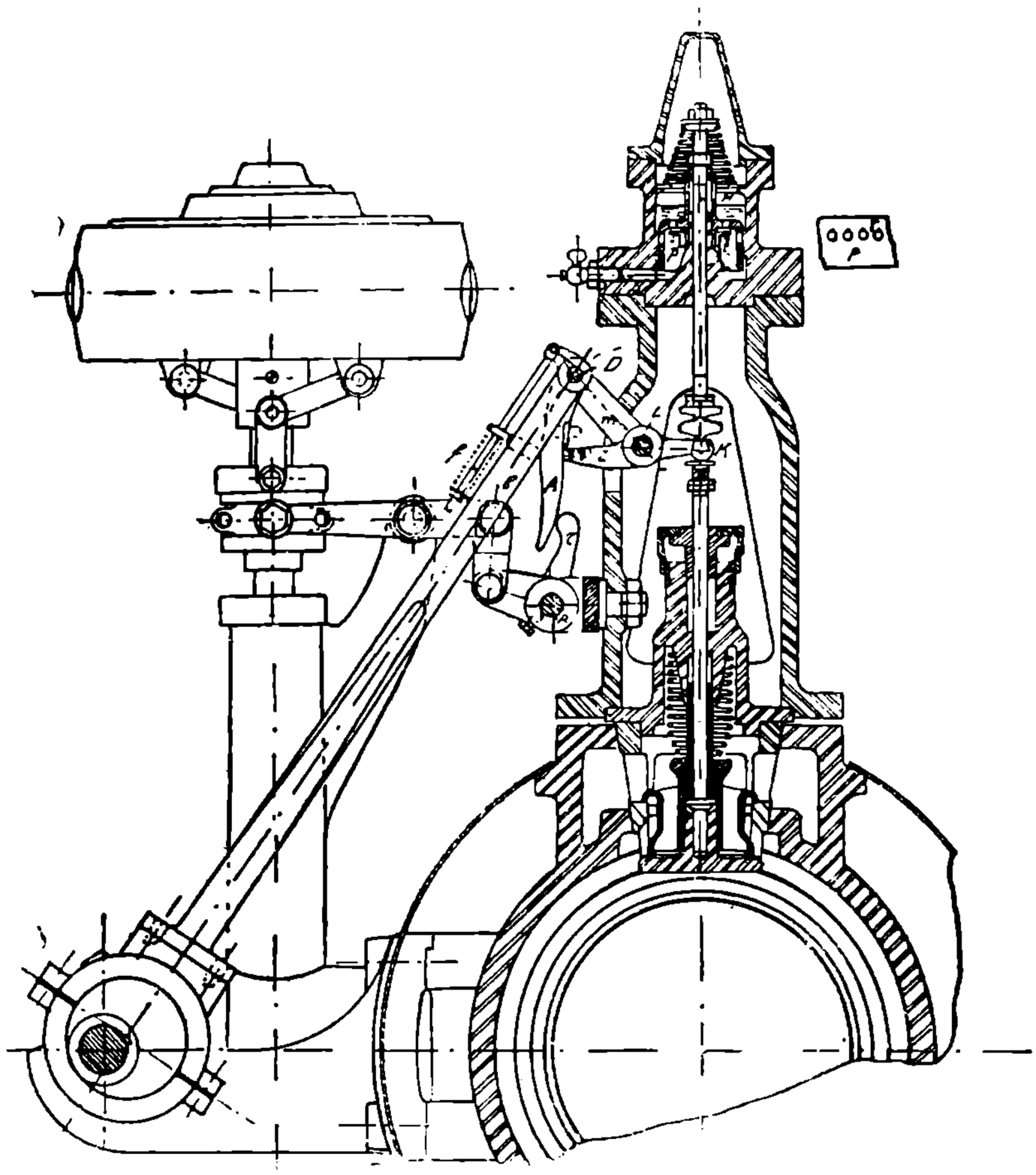
Це дозволяє обрисувати й праву робітну поверхню кулака так, щоб рух шпінделя не зупинявся й після того, як хлипак закритий. Цим забезпечується щільність закривання.

Регулювання в двох останніх розподілах здійснюється зміною ексцентриситета, під чином плоского регулятора.

НБ УДУНТ (ДІТ)

70. Кольманівський пароросподіл (новий), як приклад розчіпного розподілу

На фіг. 226 подано рисунок впускного хлипака та його повідні Кольмановою системою. Механізм складається з таких основних деталів: важеля ZK, що має точку опори L; валка D, що править за суставну злуку між важелем m, надягненим на валку L, і ексцентриковим тягелем b; активної зачіпки або заскочки A, що вільно почіплено на валку D і яка пружиною f увесь час відтискається в напрямі осі хлипака; важільця r, що може повертатися разом



Фіг. 226. Розчіпний кольманівський пароросподіл.

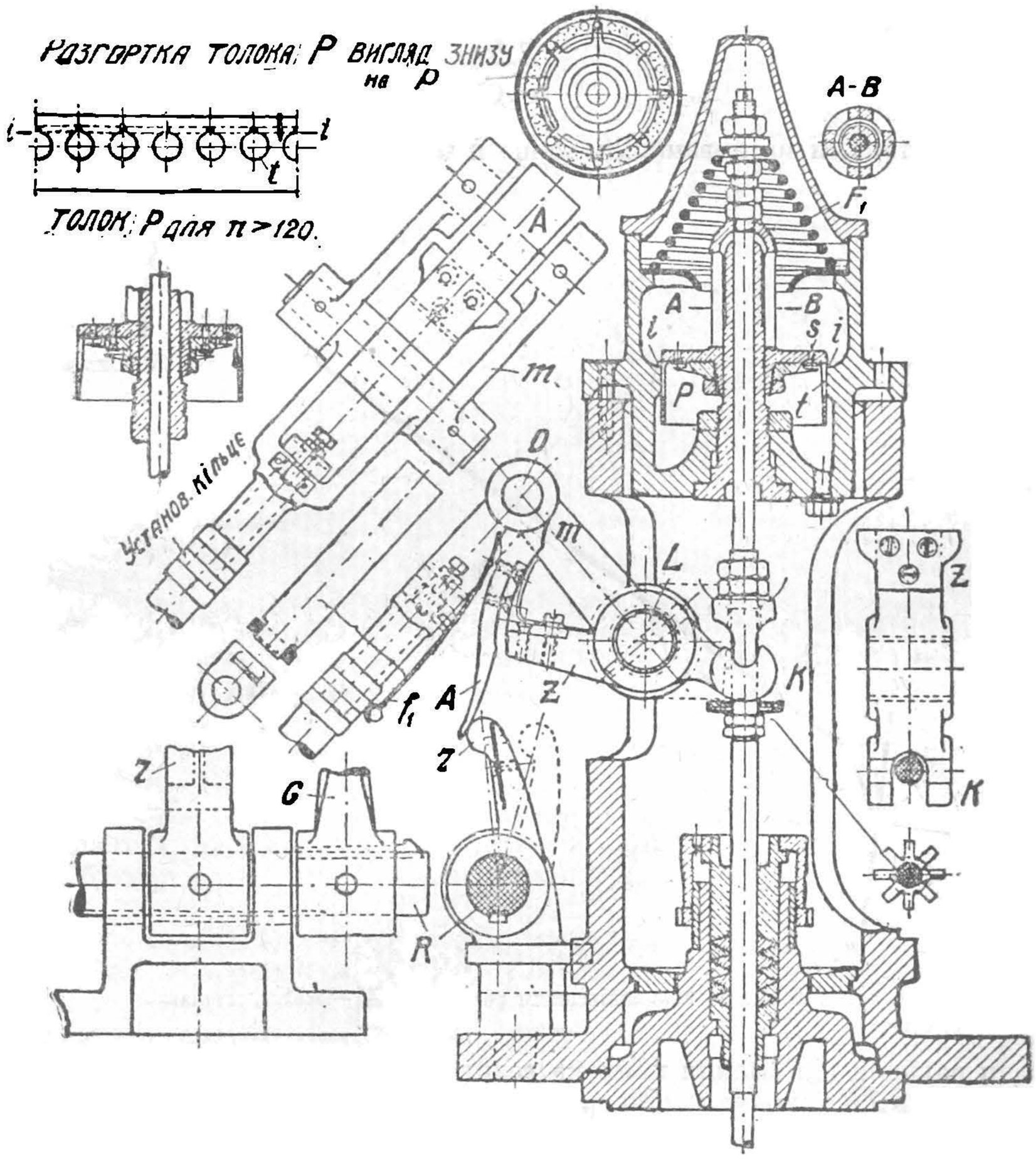
із валком R, який перебуває під чином регулятора. Ексцентриковий тягель b з'єднаний із простим ексцентриком на розподільчому валку. Точка D під час обертання ексцентрика переміщається по дузі кола біля точки L. Під час доцільного руху точки D заскочка A спускається на кінець Z важеля, що також звуть пасивною зачіпкою, і тягне його за собою вниз. Другий кінець важеля тоді підіймає хлипак. У міру спускання, заскочка торкається важільця r і через опуклість нижньої частини відхиляється важільцем ліворуч і нарешті зіскакує з важеля Z. Відбувається розчеплення, і хлипак під чином пружини F_2 падає

Міра наповнення машини залежить від положення важільця r. Що більше останній відхилений від осі хлипака (ліворуч), то раніш станеться розчеплення й то менша буде міра наповнення.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Конструктивне виконання механізма можна бачити на фіг. 226. У точці *K* вроблена рухома злука, що дає змогу кінцеві важеля переміщатися дугою кола, а хлипаковому тягелеві — сторчово. Ексцентриковий тягель має на кінці вилка, що охоплюють заскочку *A*. Важелів *m* є два. їх розміщено на зовнішніх краях валка *D*.

Зчіпляння заскочки з пасивною зачіпкою *Z* відбувається під натиском пружини *f*. Виготовляючи заскочку та важіль, особливу увагу слід звернути на



Фіг. 227. Кольманівський пароросподіл.

частини, що перебувають в зачепленні. Ці частини звичайно роблять змінними із загартованої сталі і прикріплюються ґвинтами.

Конструкції окремих деталів показано також на фіг. 227 з тими самими позначеннями, що й на фіг. 226. Замість спіральної пружини *f* тут поставлено дві плоскі — f_1 та f_2, перша з яких сильніша за другу. Важіль *G* на валку *R* вроблений для того, щоб злучати із злучником регулятора.

Під час проектування кольманівського пароросподілу схему розподілу будують за таким порядком.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Намічають центр розподільчого валка O (фіг. 228); вибирають величину ексцентриситета r, що часто становить

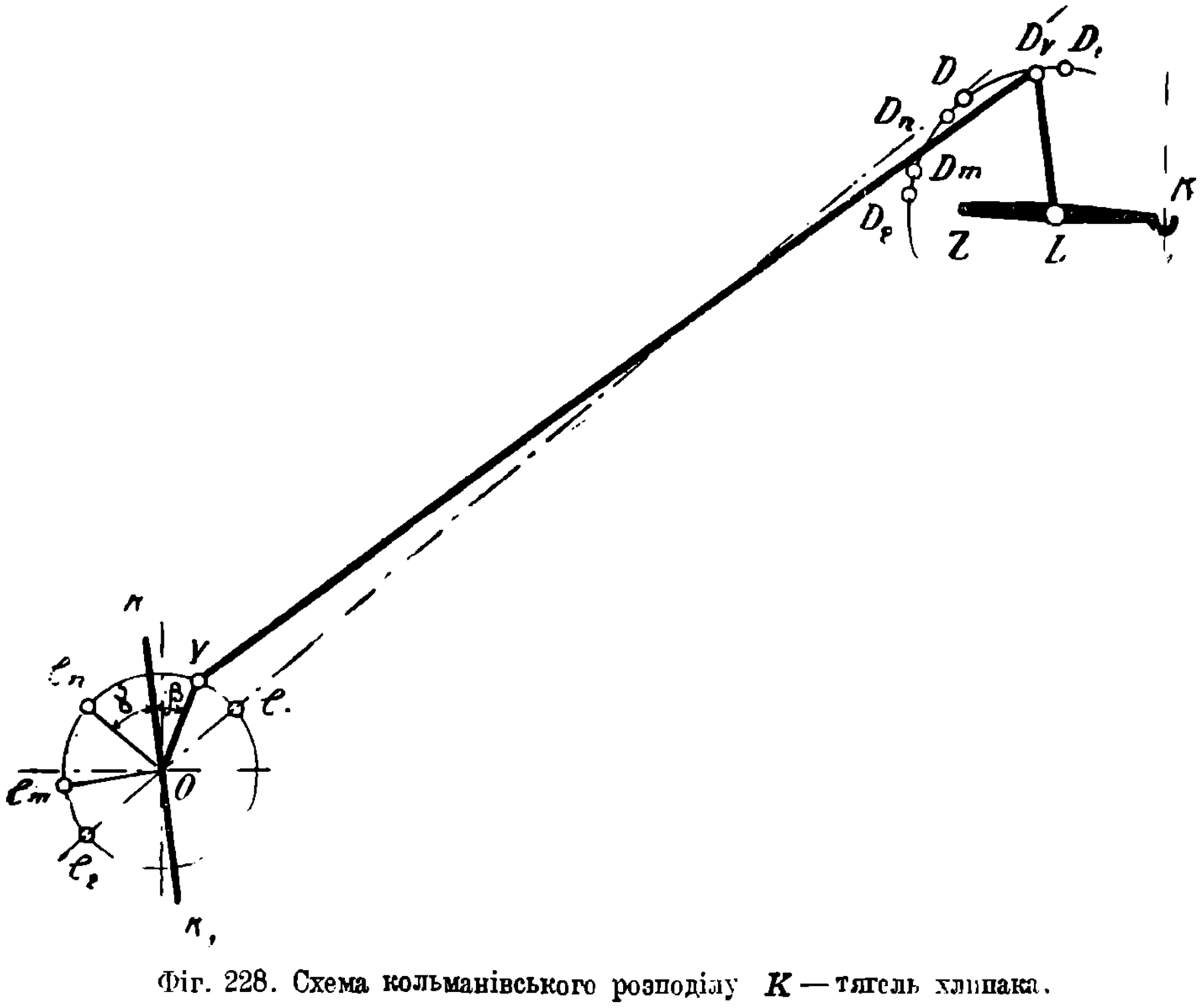
$$= 2h \div 3h,$$

де h—висина підіймання хлипака. З точки O описують коло обертання ексцентриситета (радіюсом r). Напрям обертання ексцентриситета взятий проти годинникової стрілки (від циліндра.).

Із конструктивних міркувань вибирають розміри важеля ZK, до того ж для вибору співвідношення

$$\frac{ZL}{LK}$$

керуються такими міркуваннями: якщо h мале, то LK беруть менше за ZL,



Фіг. 228. Схема кольманівського розподілу K — тягель хлипака.

а коли навпаки підіймання хлипака велике, то ZL роблять меншим за KL; часто важіль ZK виконують рівнораменним. Вибирають також довжину важеля DL.[1]

Точка D переміщається по дузі з центром у L. До цієї дуги з центра розподільчого валка поведемо дотичну, що відповідає середньому напрямкові ексцентрикового тягеля. Відтинок OD являє собою її довжину.

Із крайніх положень ексцентриситета (точки e_1 та e_2) радіюсом, рівним із довжиною тягеля OD, робимо зачерки й знаходимо точки D_1 та D_2, що відповідають крайнім положенням важеля LD.

У точці D, як відомо почеплена заскочка, профіль якої завдалегідь намічають. Коли точка D перебуває в положенні D_1, заскочка ще не торкається

[1] На фіг. 228 розміри окремих частин перекручено і вони не відповідають один одному: це зроблено для зручнішого читання рисунка, бо в противному разі ексцентриситет мав би зовсім малу величину.

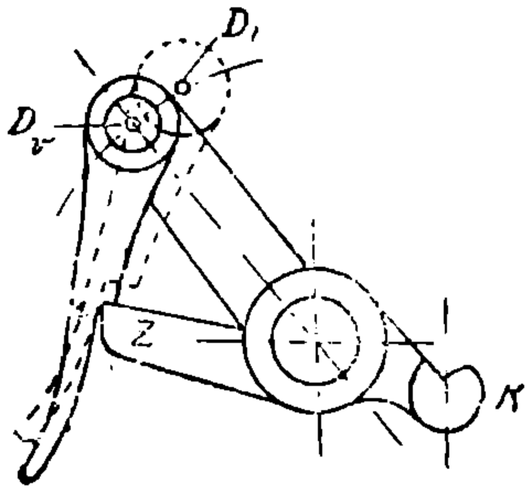
НБ УДУНТ (ДІТ)

пасивної зачіпки L, як це виображено крапчаком на фіг. 229. Тільки після переміщення точки D_1 в положення D_v, заскочка приходить у зачеплення з важелем ZK, як показано суцільними лініями на фіг. 229.

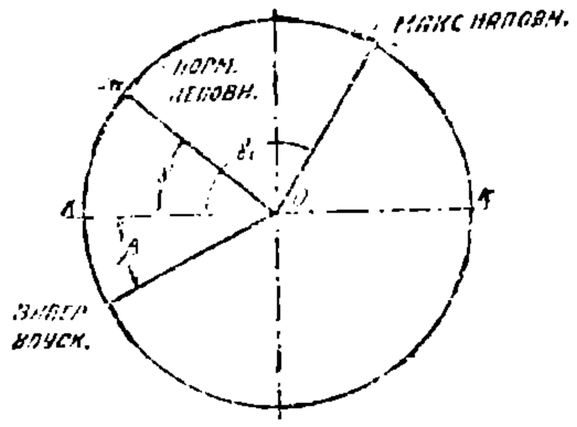
Звичайно віддалення D_1D_v вибирають від 1 до 3 мм, і на протязі цього шляху переміщення заскочки не підіймає хлипака. Під час дальшого спускання заскочки, починаючи від точки D_v, важіль повертається і хлипак підіймається. Таким чином, положення D_v є момент початку впуску.

Зробивши зачерк радіюсом OD із точки D_v на коло ексцентрика (фіг. 228), находимо точку v із положення ексцентриситета Ov, що відповідає моментові попереджання впуску.

Вертаючись до корбової діяграми (фіг. 230) і відзначивши на ній положення корби для початку впуску та відсічі під час нормального наповнення, вимі-



Фіг. 229. Положення заскочки на початку впуску.



Фіг. 230. Корбова діяграма.

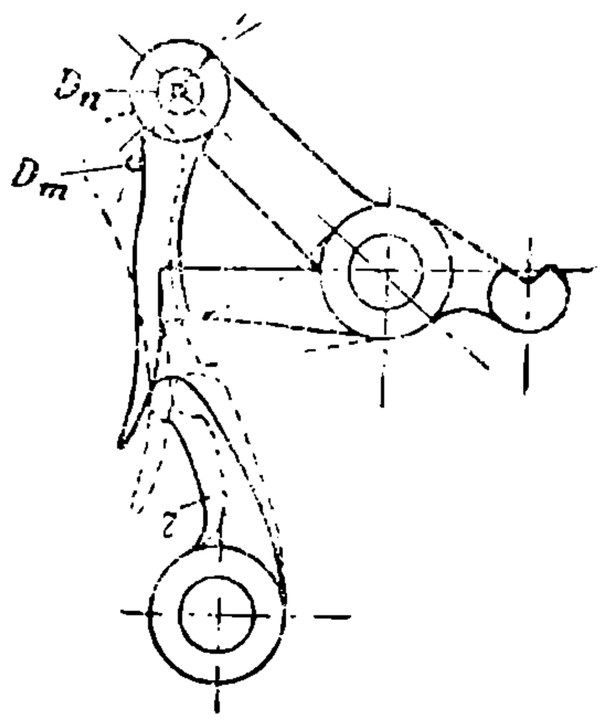
ряємо кути β і γ між цими положеннями та мертвим положенням корби. Кут β відкладаємо на колі обертання ексцентриситета (фіг. 228) від положення Ov у напрямку обертання. Цим визначається лінія KK_1, що відповідає мертвим положенням корби.

Положення ексцентриситета Oc_n у момент відсічі нормального наповнення знайдемо, коли від лінії OK відкладемо в напрямку обертання кут γ.

Роблячи зачерк із точки c_n довжиною ексцентрикового тягеля, знайдемо точку D_n, в якій повинна бути в момент відсічі точка почеплення заскочки.

Для того, щоб могла статися відсіч, потрібно, щоб заскочка зіскочила з важеля ZK. Тому, коли заскочка перебуває в точці D_n, важілець r повинен торкатися язичка заскочки, відхиливши її ліворуч так, як показано на фіг. 231. Цим визначається потрібне положення важільця r для нормального обтяження машини.

Для максимальної міри наповнення на корбовій діяграмі (фіг. 230) відзначаємо кут γ_1 між мертвим положенням корби й положенням, що відповідає моментові відсічі. Переносячи цей кут за тією самою методою на ексцентрикову діяграму, находимо положення ексцентриситета Oc_m і точку D_m, в якій повинно бути розчеплляння. Для цього пізнішого розчеплляння ми найдемо положення механізма, почепивши заскочку в точку D_m і поставивши її в положення дотику краю заскочки до краю важеля Z (фіг. 231 — крапчак). Тоді важілець r повинен бути відхилений праворуч тим далі, що більша буде максимальна міра наповнення.



Фіг. 231. Положення заскочки в момент відсічі.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Слід відзначити, що розчеплення механізма повинно б бути трохи раніше від моменту відсічі на час падання хлипака. Можна вважати, що для машин з числом обертів близько 100 на хвилину за час падання хлипака толок проходить шлях від 6 ÷ 12% свого ходу, якщо міра наповнення становить 15 ÷ 60%. Розчепляння слід робити раніше ніж толок прийде в положення відсічі, керуючись цими цифрами.

Щоб мати мінімальну (нульову) міру наповнення, треба зробити розчеплляння в момент попереджання впуску, коли заскочку почеплено в точці *Dv* (див. фіг. 228 та 229). Важелець *r* повинен бути відхилений ліворуч так, щоб заскочка пройшла мимо кінця *Z* важеля, не зачепивши його.

Вирисовуванням заскочки в момент розчеплення при мінімальному та максимальному наповненні визначаємо, таким чином, крайні положення важільця *r*, а, значить, і кут, на який його повинен повертати регулятор.

Щоб пом'якшити вдар під час падання хлипака вживають олійної катаракти. Її конструкція зрозуміла з фіг. 226 та 227. Простір *H* заповнений олівю. Коли хлипак підіймається, то толок *P* легко рухається вгору, бо олія вільно переходить з верхнього відділу в спідній через вікна *s* згори та через вікна *t* по бічній поверхні. А під час падання хлипака верхні вікна цілком закриваються, а бічні канали перед самим сіданням хлипака залишають для проходу олії дуже звужений перекрій; тому падання хлипака наприкінці ходу дуже гальмується і хлипак сідає на гніздо не дуже швидко.

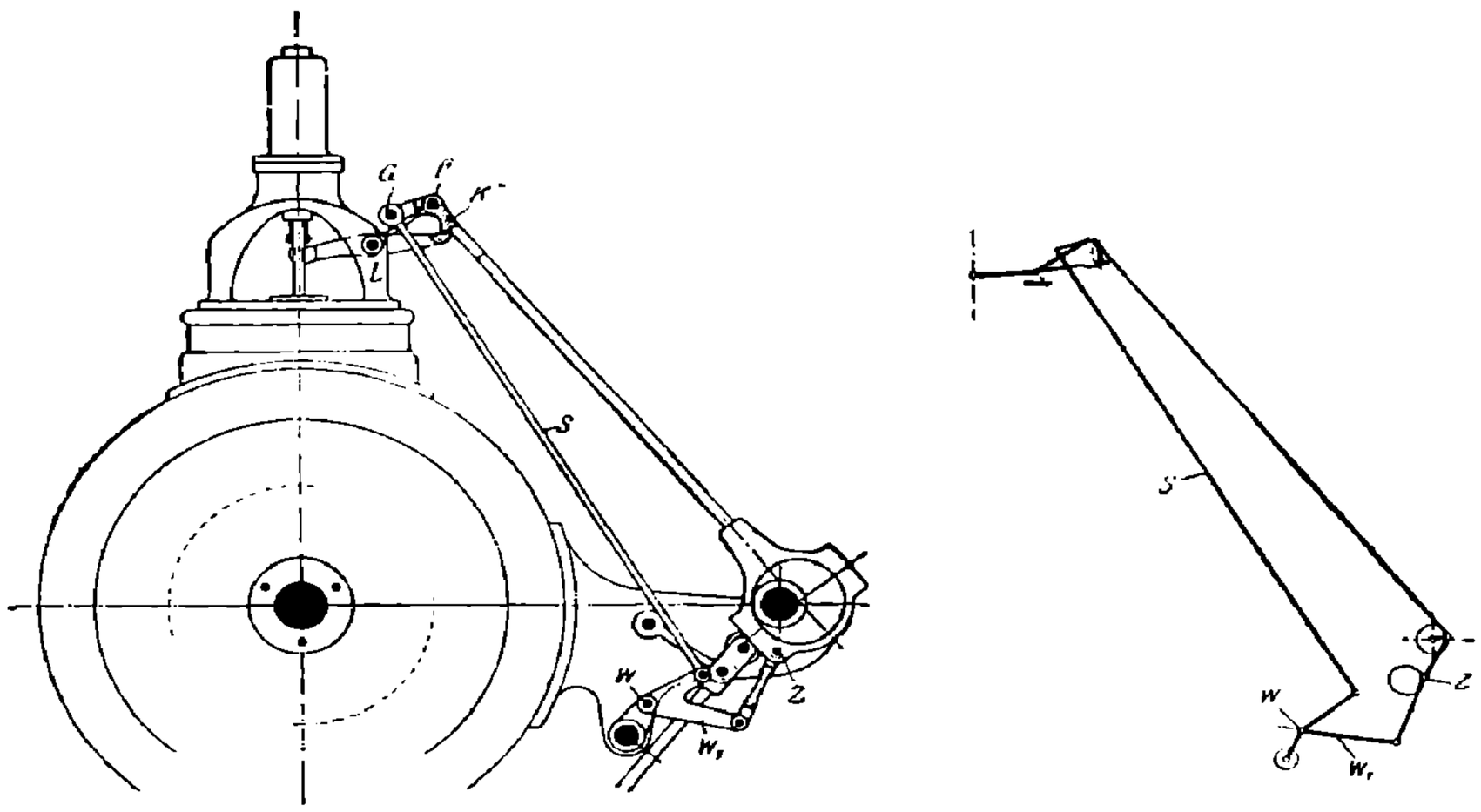
Розгортку бічної поверхні толока *P* показано на фіг. 226 праворуч та на фіг. 227. Вікна *t* вужчають у своїй верхній частині.

§ 71. Розчіпні зульцерівські розподіли

Ці розподіли відрізняються від попередніх тим, що активна зачіпка не висить вільно, а примусово злучена з іншими частинами механізма.

На фіг. 232 подано старий зульцерівський розподіл (1878 р.).

Як і в кольманівському механізмі, кінець ексцентрикового тягеля *F* напрямляється важелем, що почіплений до точки опори *L* двораменного важеля,



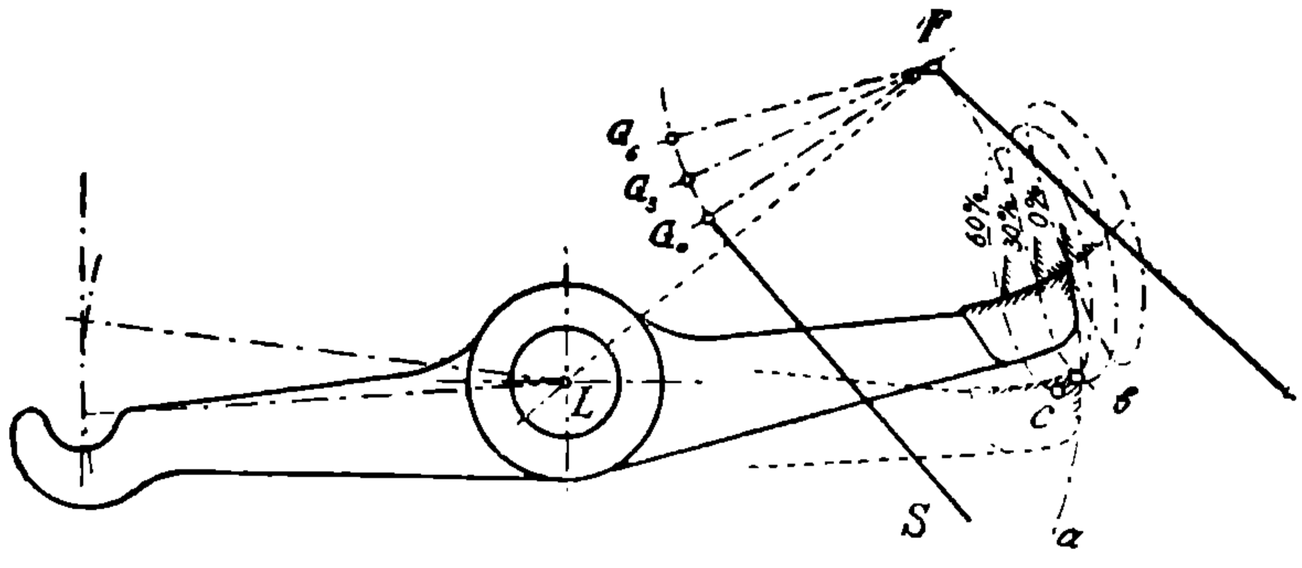
Фіг. 232. Старий зульцерівський пароровподіл.

який підіймає хлипака. До кінця ексцентрикового тягеля почеплена активна зачіпка *K*, злучена за допомогою тягеля *S* і кутового важеля W_1 з вірвантом ексцентрика в точці *Z*. Робочий край зачіпки *K* під чином тягеля *S* та ексцентрикового тягеля описує еліптичну криву (фіг. 233). Розчеплляння відбувається

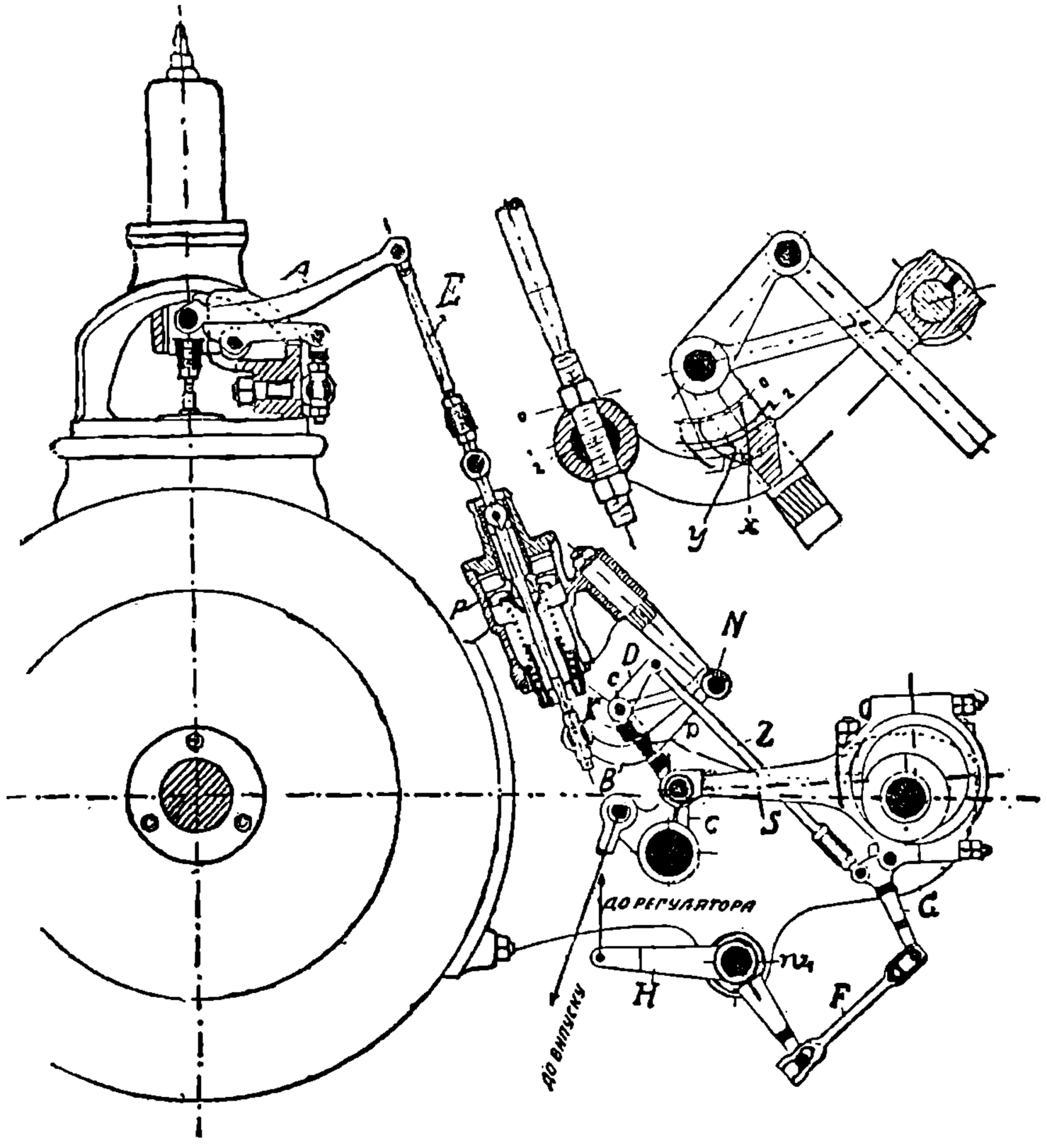
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

в момент, що відповідає перетинові цієї кривої з дугою кола, по якій переміщається край пасивної зачіпки.

Валок R перебуває під чином регулятора; під час повертання цього переміщається точка W, і край активної зачіпки K відсувається праворуч або



Фіг. 233. Схема зульцерівського розподілу.



Фіг. 234. Зульцерівський пароорозподіл (1900 р.).

ліворуч. На фіг. 233 відзначено троє положень точки схвачування G зачіпки з тягелем S: G_0, G_3 та G_6. Для цих положень вирисувані три еліптичні траєкторії краю активної зачіпки, що відповідають мірам наповнення $0^0/_0$, $30^0/_0$ та

НБ УДУНТ (ДІТ)

60% У першому випадку траєкторія ця цілком перетинається з дугою ab, описаною з точки L; хлипак залишається в спокої. В другому випадку криві перетинаються в точці b, і для цієї міри наповнення (30%) положення двораменного важеля нарисоване крапчаком. Для міри наповнення в 60% розчеплляння відбувається в тій самій точці b, але на догірній частині еліптичної кривої: підіймання хлипака триває до приходу краю активної зачіпки в точку c, потім хлипак починає повільно спускатися (під чином пружини), поки в точці b станеться розчеплляння і зв'язане з ним швидке падання хлипака. У момент сідання хлипака вдар пом'ягшується повітряним відпружником, розміщеним під пружиною хлипака.

Дослідження пароросподілу сходить до вирисовування траєкторій основних точок механізма і не становить якихось труднощів.

Активна зачіпка в розглянутому пароросподілі підіймається досить високо над пасивною і в момент зчепляння має значну швидкість. Механізм працює через це із стуком і для великого числа обертів не придатний.

Удосконаленіший, хоч і складніший є зульцерівський пароросподіл 1900 року, виображений на фіг. 234.

Ексцентриковий тягель S надає хиткого руху кутовому важелеві C, від якого набуває руху хлипак, а також і точці c, до якої почеплена активна зачіпка K. Остання за допомогою важеля D і тягеля Z набуває переміщення від вірванта ексцентрика. У наслідок, край активної зачіпки описує криву, що має форму серця.

Пасивна зачіпка b розміщена на важелі B, почіпленому до нерухомої точки N. Під час повертання важеля c праворуч, активна зачіпка K спускається на пасивну, тягне вниз тягель E і за допомогою коткого важеля A підіймає хлипака. На тягелі E надягнений толок, що рухається в циліндрі P повітряного відпружника. Під час підіймання хлипака повітря всмоктується в цей циліндер.

Регулятор за допомогою частин H, F, G, Z, D переставляє зачіпку K праворуч або ліворуч від пасивної зачіпки і регулює в такий спосіб міру наповнення. На фіг 234 згори взаємне положення зачіпок нарисоване в більшому мірилі і там намічені траєкторії краю активної зачіпки при трьох положеннях регулятора. Суцільна крива відповідає нормальному наповненню (розчеплляння в x); крапчакова — найбільшому наповненню (розчеплляння в y); рискокрапчакова — нульовому, бо при цьому серцювата крива зовсім не перетинається з дугою переміщення краю пасивної зачіпки. Після розчеплляння хлипак падає під впливом пружини, до того ж гальмівний вплив відпружника забезпечує безшумне сідання хлипака.

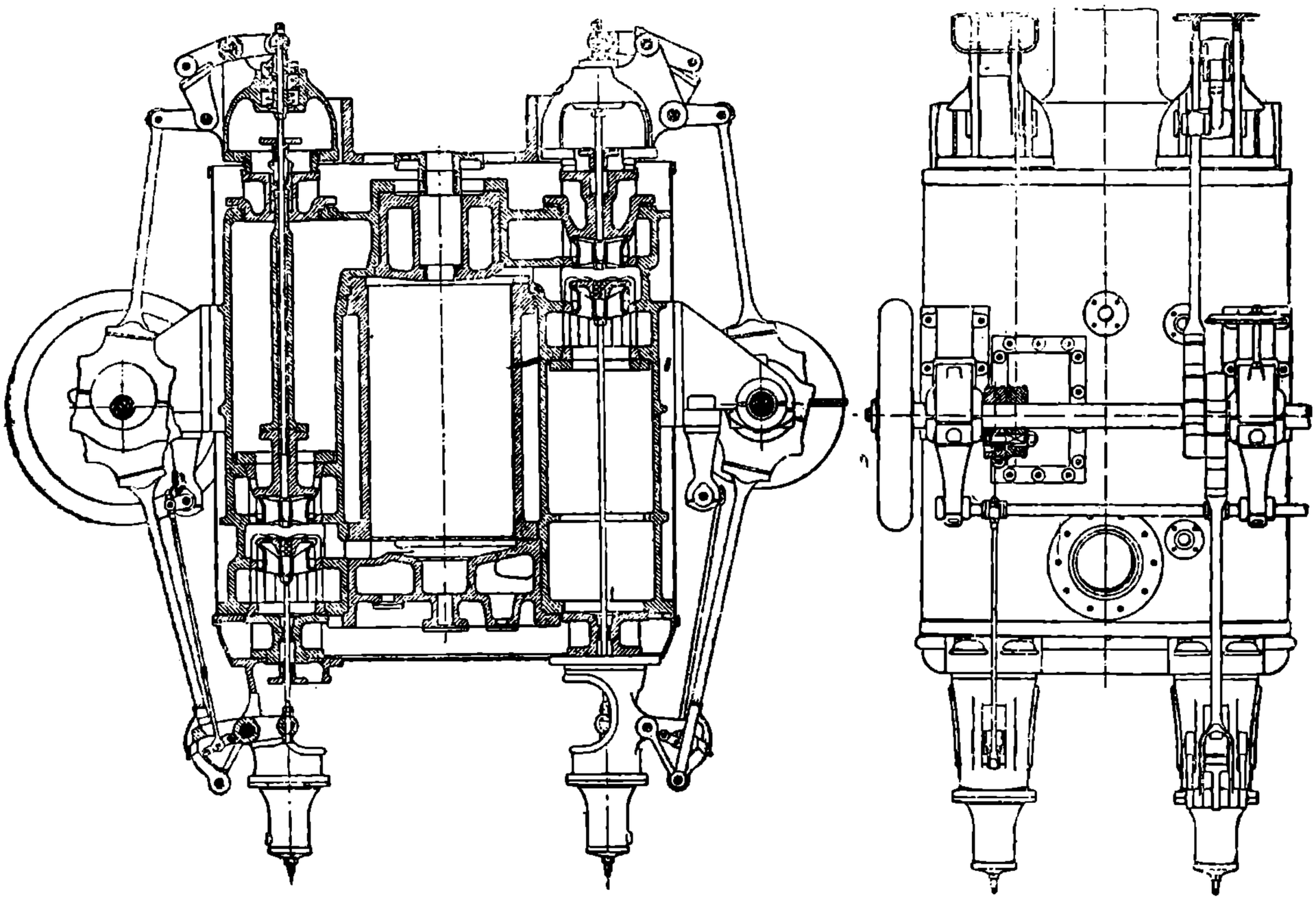
§ 72. Хлипакові розподіли для сторчових машин

У той час, як у сувакових розподілах розполіг осі циліндра майже не впливає на конструкцію пароросподільчого механізма, застосування хлипаків у сторчових машинах утворило механізми, що відрізняються від аналогічних систем у поземних машинах.

Часто хлипаки розміщають по парі біля верхньої й нижньої покришок циліндра, а за повідню править поземний валок, рівнобіжний до головного вала машини (фіг. 235). Розподільчий валок набуває руху або від сторчового валка з трибовими передачами або від ексцентрикового механізма.

Машини з лентцівським розподілом мають просту повідню безпосередньо від головного вала, згідно із схемою на фіг. 136. Ексцентрик тієї самої конструкції, що й для поземних машин (див. § 67), надає руху кулачній шайбі з двома виступами: верхнім з них переміщається коліща впускного хлипака для верхньої порожнини циліндра, а нижнім — коліща впускного хлипака для нижньої порожнини. Рядом розміщені випускні хлипаки, яким руху надає так само, але інший ексцентрик з постійним ексцентриситетом і кутом заплішення.

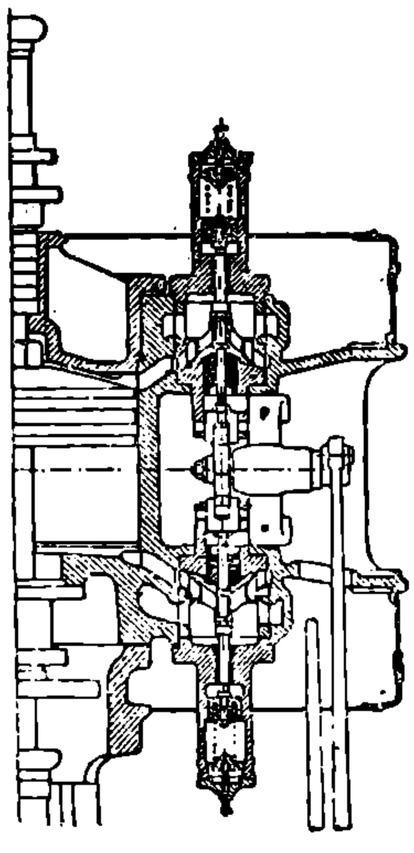
НБ УДУНТ (ДІТ)

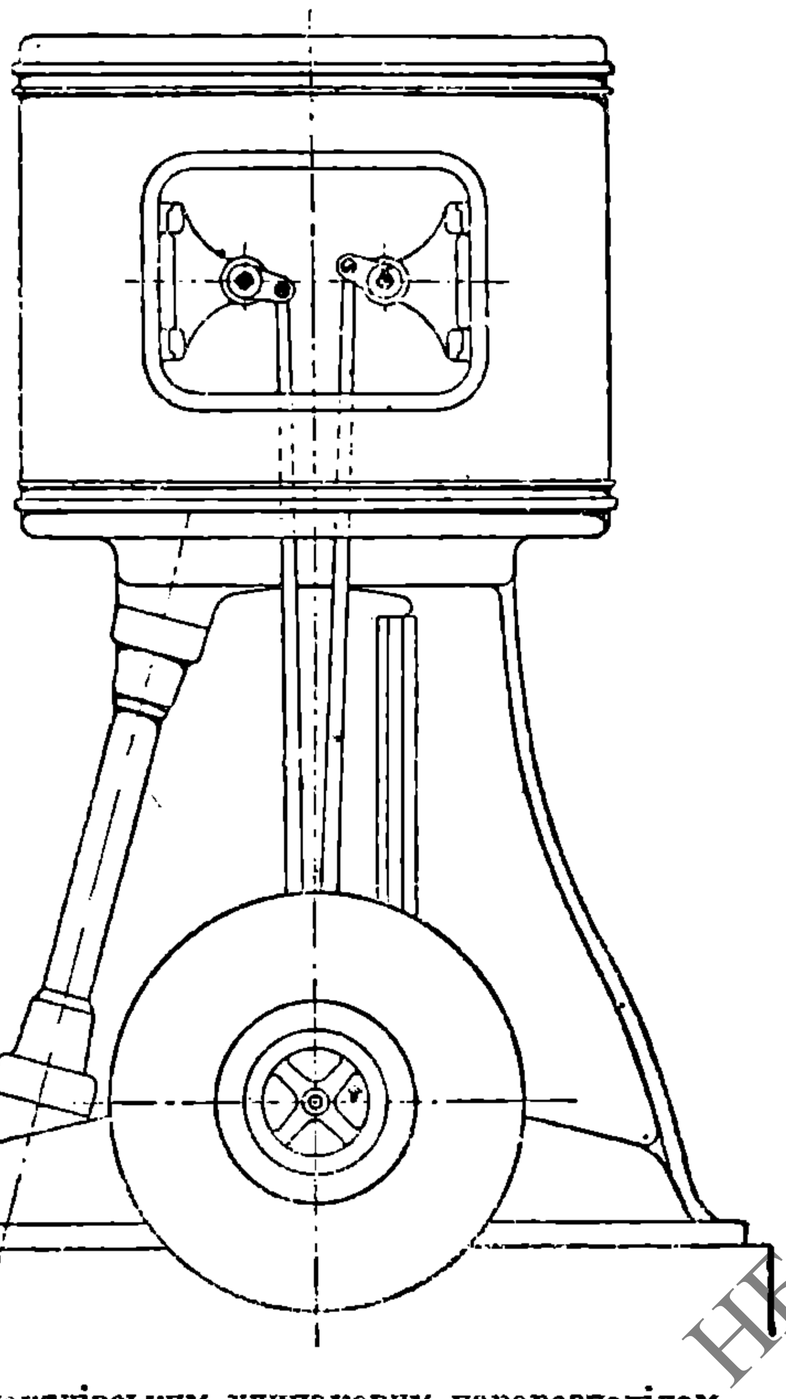


Фіг. 235. Розташування хлипаків сторчової машини.



Фіг. 236. Схема лентцівського хлипакового механізма для сторчових машин.



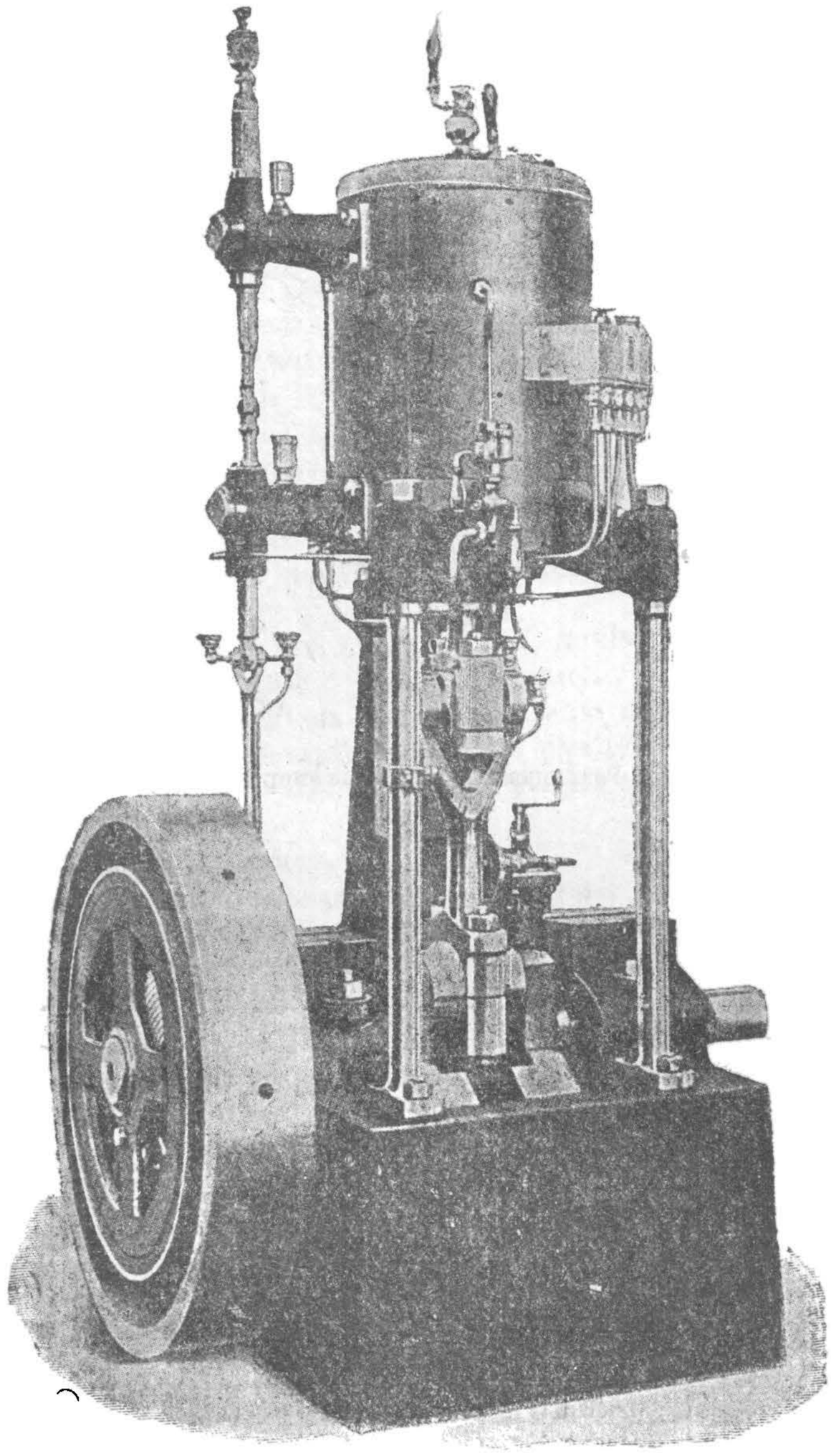


Фіг. 237. Сторчова машина з лентцівським хлипаковим пароросподілом.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Загальний вигляд розміщення хлипаків сторчової лентцівської машини подано на фіг. 237, а також на таблиці в кінці книги.

Ще простіша схема розподілу виходить для сторчових штумпфівських



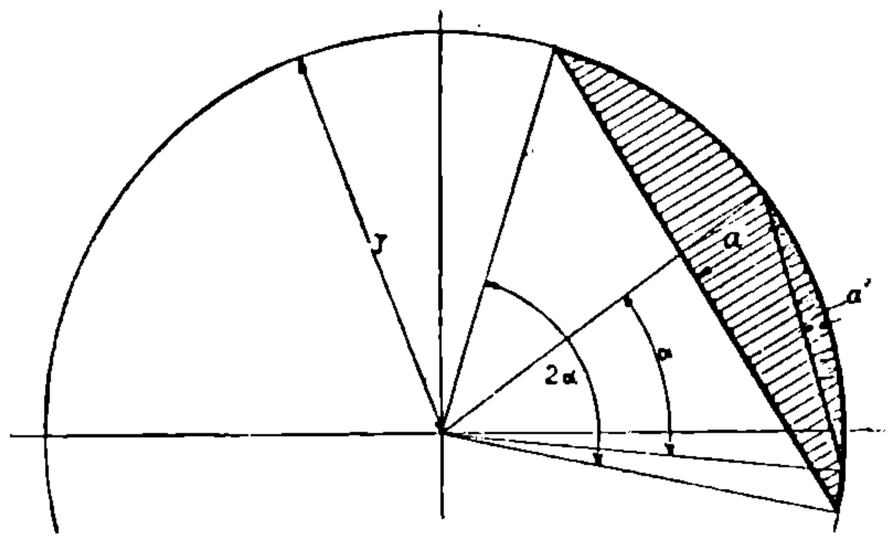
Фіг. 238. Сторчова штумпфівська машина.

машин (фіг. 238). Осі хлипаків розміщаються тут поземно; хлипакові коробки мають майже таку саму конструкцію, як і на фіг. 212; переміщення тягелеві з коліщам надає безпосередньо ексцентрик, що міститься на головному валі й заснає чину плоского регулятора (на фотографії регулятор видно всередині маховика). Пароподільчий сторчовий механізм штумпфівської системи виходить простіший за поземий.

НБ УДУНТ (ДІТ)

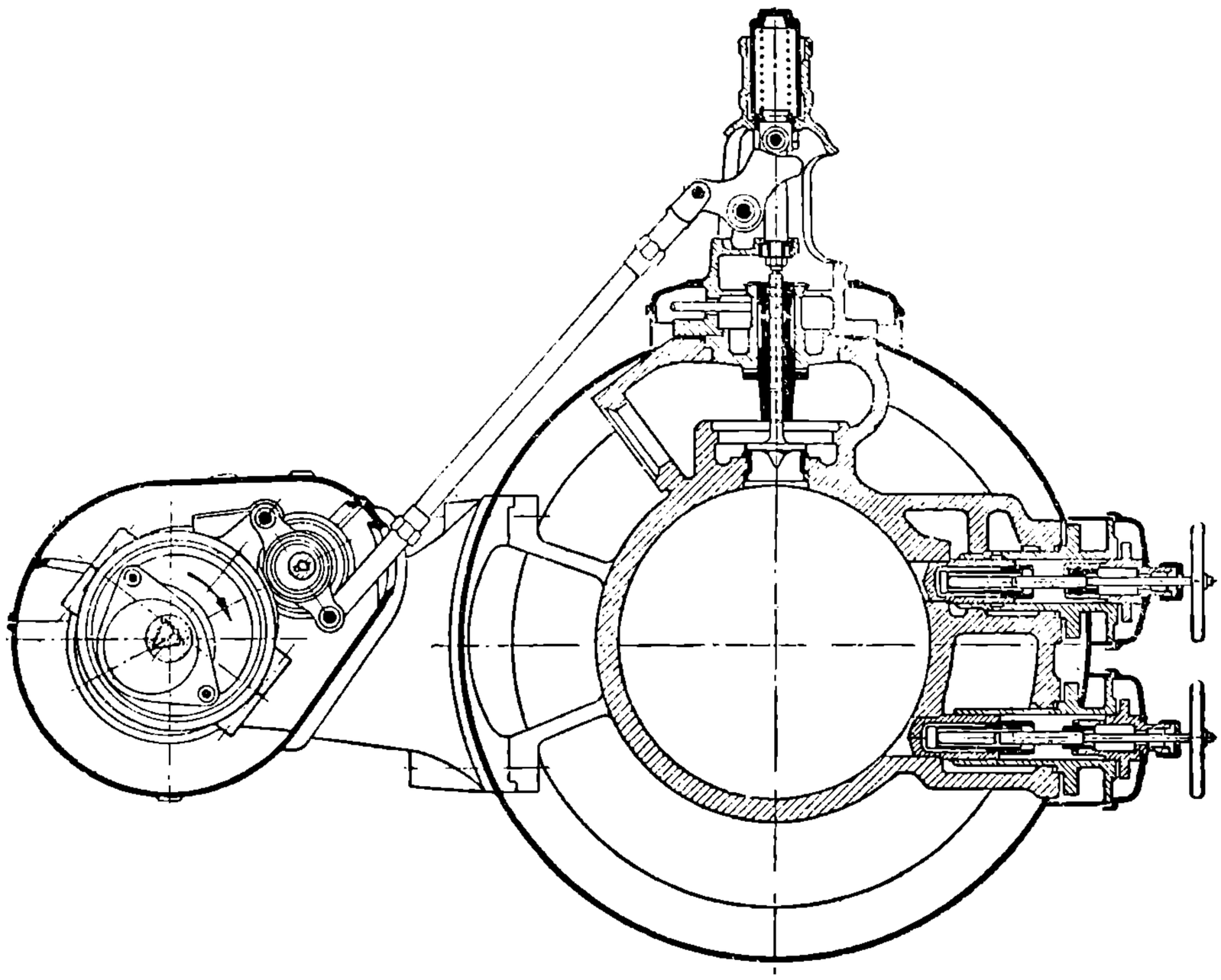
§ 73. Прямотечійні машини з пароподілом односідловим хлипаком

Як завначалося в § 61, односідловий хлипак являє собою значні переваги щодо щільности прилягання при перших-ліпших тисках та температурах пари. Його незрівноваженість не має ваги для штумпфівських машин, що працюють з високим стиском пари (перед початком підіймання хлипака тиск у циліндрі трохи відрізняється від тиску гострої пари). Незалежно від цього, Штумпф робить діяметр такого хлипака порівнюючи малим (приблизно вдвоє меншим за діяметр двосідлового хлипака), конструктуючи механізм, що здійснює значно підіймання хлипака.



Фіг. 239. Діяграма переміщення кінця ексцентрикового тягеля.

Як відомо, при малих мірах наповнення втворюється дуже незначний всов кінця ексцентрикового тягеля a' (фіг. 239), що обумовлює й малу величину підіймання хлипака. Проте, якщо розподільчий вал, обертається в числом обертів, вдвоє більшим за основний вал, то наповнення відбувається за час повороту ексцентриситета на кут 2α, і вишина підняття хлипака пропорційна величині a,



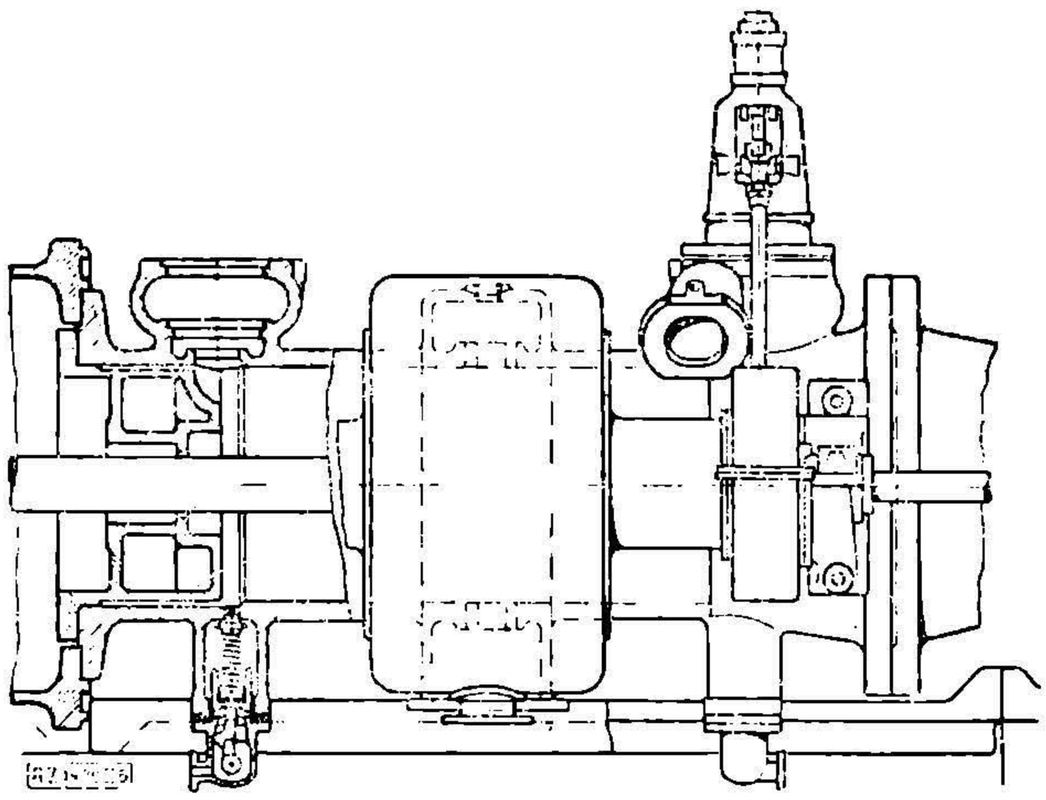
Фіг. 240. Штумпфівська машина з односідловим хлипаком.

приблизно в чотири рази більшій за a'. Для того, щоб за час одного оберту хлипак не відкривався 2 рази, в розподілі повинен брати участь також ексцентрик в нормальним числом обертів, чин якого лише посилюється першим ексцентриком.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Циліндер прямотечійної машини з таким розподілом (штумпфівська сист.) подано на фіг. 240 та 241.

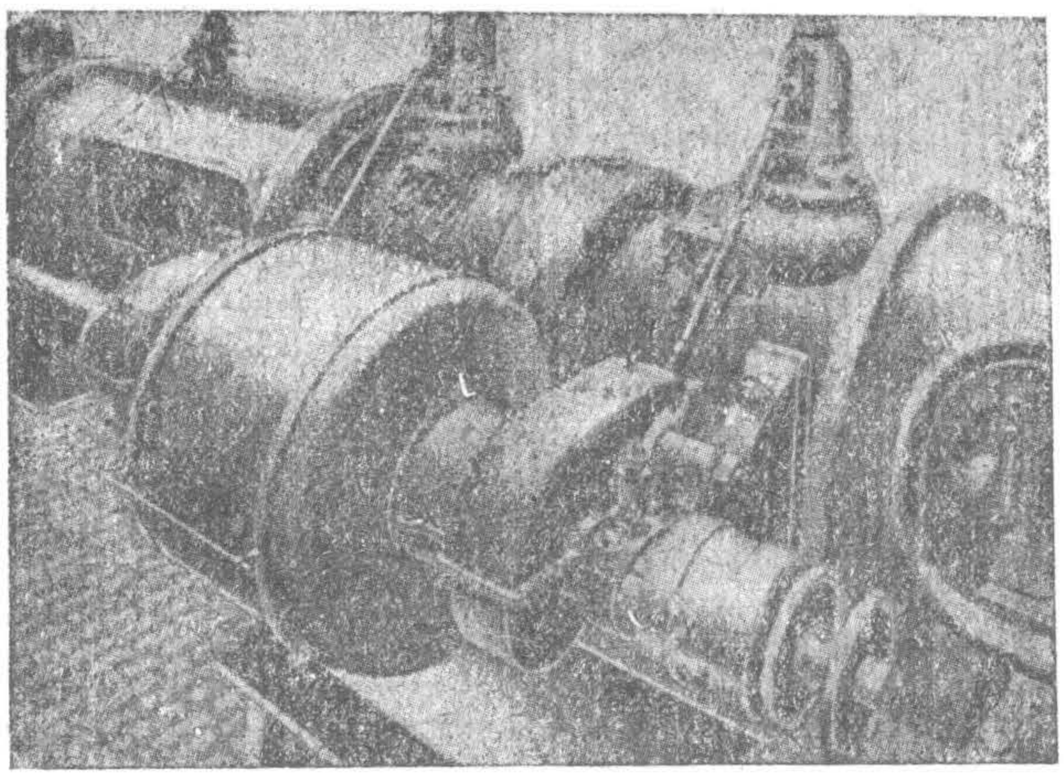
Односідловий хлипак, викуваний із сталі разом із шпінделем, спирається на ковane стальне гніздо, загнічене у виливок циліндра. Гніздо разом із виступною частиною хлипака являє собою сопло, найвужча частина якого міститься між опорними поверхнями. У цій частині сопла розвивається значна швидкість пари (зв'язана із спадом тиску його); розширна частина хлипака впливає, як дифузор і знову перетворює кінетичну енергію пари на потенці-



Фіг. 241. Циліндер штумпфівської машини з односідловим хлипаком.

яльну. Досягнутий такою конструкцією малий діяметр хлипака обумовлює крім вищесказаного, малий об'єм шкідного простору й малі шкідні поверхні.

Хлипакові надає руху ексцентрик, надягнений на розподільчий вал, число обертів якого дорівнює числові обертів машини (у даному випадку 130 + 80,



Фіг. 242. Штумпфівська машина з односідловими хлипаками.

бо машина працює із змінним числом обертів, обслуговуючи компресор). Цим ексцентриком керує плоский регулятор: Його короткий тягель чинить на двораменний важіль, точка опори якому є ексцентрик, що сидить на валі рівнобіжному до першого, і що робить із вдвоє більшим числом обертів. Чин цього ексцентрика полягає в тому, що в період відкривання хлипака він пе-

НБ УДУНТ (ДІТ)

реставляє дворамений важіль так, що другий кінець його передає ексцентриковому тегелеві суму переміщень, які дають обидва ексцентрики. Хлипак підіймається під чином хиткого кулака лентцівського типу. Валкові допоміч-ного ексцентрика руху надає розподільчий вал за допомогою трибової передачі. Підіймання хлипака досягає 17,5 мм при мірі наповнення в 15%.

Показані на фіг. 240 праворуч вентилі призначені для сполучання з додатковими шкідними просторами: один, з об'ємом 1% (від об'єму циліндра), вмикається під час погіршення до 70% вакууму в конденсаторі (нормально 92), другий, з більшим об'ємом — під час роботи на атмосферу.

Шкідний простір циліндра нормально становить 1% і може бути зменшений навіть до 0,75%.

На фіг. 242 показані світлини описаного пароросподілу.

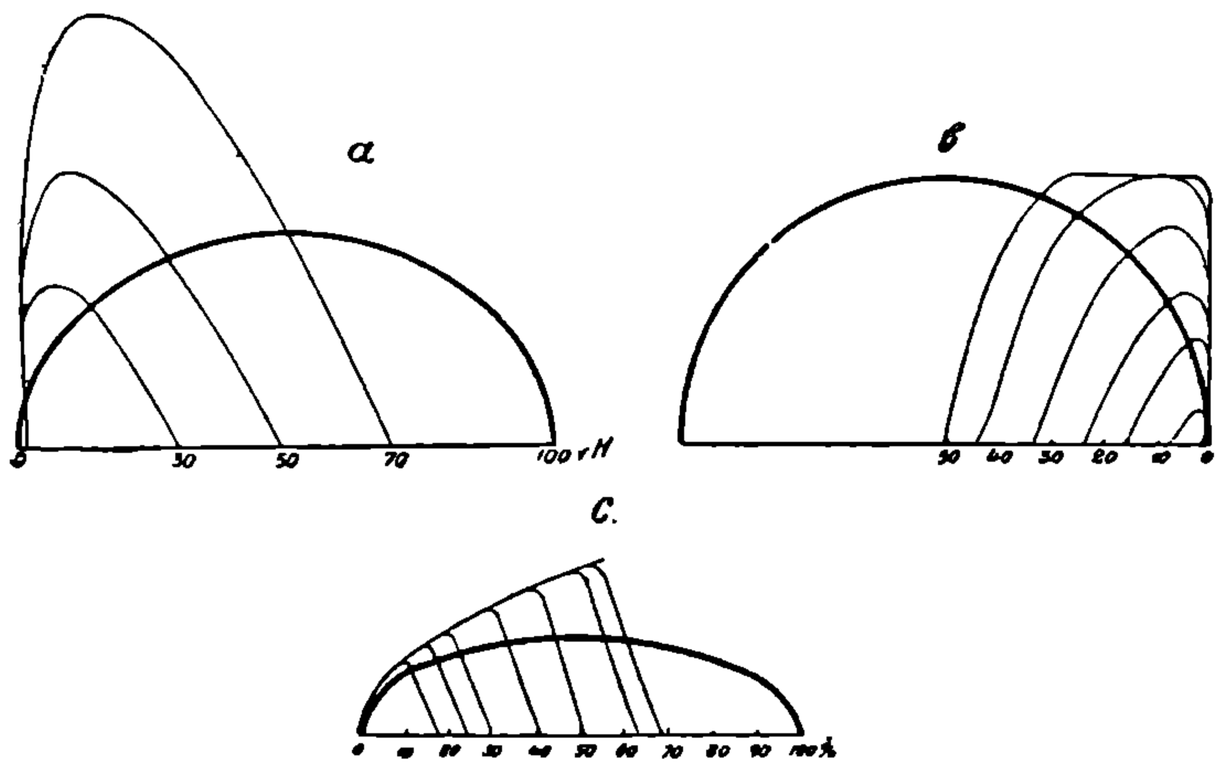
Докладніше про розрахунок діяметра хлипака й конструкції описаного механізма див. *J. Stumpf*, *Die Gleichstromdampfmaschine*, 3 *Aufl.* та *Z. d. V. d. J.* 1926 р., стор. 672.

§ 74. Криві підіймання хлипаків

Будуючи схему пароросподілу, слід вирисовувати криві підіймання хлипаків. Подібну криву, що дає підіймання хлипака на функції переміщення хиткого кулака, побудовано на фіг. 206 (див. § 67) для лентцівського розподілу (крива *cc' c"*).

Проте, ці діяграми зручніше будувати в координатах h — H (підіймання хлипака — перебіг толока), для того, щоб можна було визначити вишину підіймання хлипака для першого - ліпшого положення толока.

Криву *cc'c"* на фіг. 206 легко перенести в зазначені координати. Для цього треба визначити положення кінця *b* ексцентрикового тягеля, що відповідають точкам кривої *cc'c"*, і перенести їх зачерками (радіюсом, рівним із довжиною ексцентрикового тягеля) на ексцентрикове коло (фіг. 208). Через те, що це коло можна розглядати також, як коло обертання головної корби, мертві положення якої *OK* та OK_1 намічені, то легко визначити, яким положенням



Фіг. 243. Криві підіймання хлипаків у механізмах: a) Віднмана, b) Лептца, c) Кольмана.

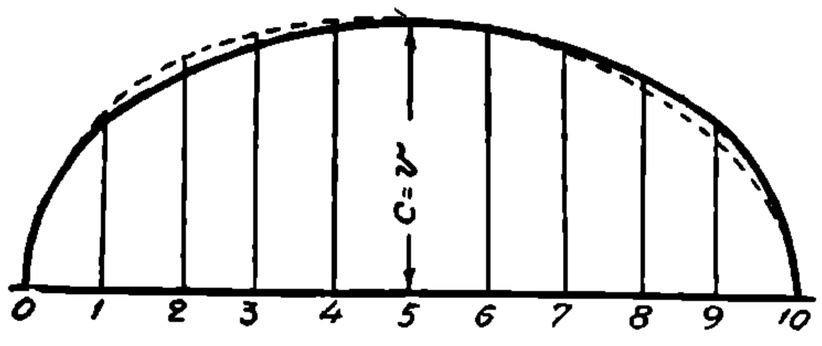
толока відповідають здобуті точки на ексцентриковому колі, а значить, і можна буде побудувати діяграми підіймання хлипака для розподілів типу Віднмана, Кольмана та ін.

У першому з них доводиться визначати підіймання точки *f* (див. фіг. 197). для положень ексцентрика в точках *v*, *K*, 1, 2, 3 . . . . ., себто в момент початку впуску, при мертвому положенні толока й під час положення толока на 10, 20, 30% від свого перебігу.

НБ УДУНТ (ДІТ)

У кольманівському розподілі також зручно поділити ексцентрикове коло між K та K_1 (фіг. 228) на частини, що відповідають зсуванню толока на 10% від його перебігу, і для точок поділу знайти положення точки D, а разом із тим і підняття хлипака.

Під час випробування машини дійсну криву підіймання хлипака можна зняти індикатором, олівець якого прикріплений до хлипакового тягеля, а барабан набуває руху від ковзанця машини.



Фіг. 244. Крива швидкости толока.

На фіг. 243 показано подібні криві при різних мірах наповнення для механізмів В і д н м а н а (*a*), Л е н т ц а (*b*) та К о л ь м а н а (*c*).

На цих самих діяграмах побудовано в формі півеліпс криві гальмування пари (див. § 44).

За допомогою цих кривих визначається в першому-ліпшому положенні толока підіймання хлипака, потрібне, щоб уникнути гальмування пари під час проходження через хлипак.

Якщо мінімальний (щоб запобігти гальмуванню) перекрій для проходження пари ми позначимо f_{min}, то потрібне мінімальне підіймання хлипака

$$h_{min} = \frac{f_{min}}{2\pi d}$$

бо

$$f_{min} = \frac{Fc}{w_{max}}$$

(де w_{max} — максимальна допускна швидкість пари), то

$$h_{min} = \frac{Fc}{w_{max}\, 2\pi d} = kc$$

де k — постійний сучинник:

$$k = \frac{F}{2\pi d w_{max}}$$

Вартості w_{max} дано в § 43, і визначення сучинника k не становить будь-яких труднощів.

Щодо швидкости толока, то, як було показано.

$$c = v \sin d = \frac{2\pi Rn}{60} \sin \alpha$$

(коли припустити, що гонок безконечно довгий).

Вибираючи кути α для зсову толока на 10, 20, 30%... від його перебігу, легко побудувати криву швидкости толока c у функції шляху, що проходить толок.

Помноживши ординати цієї кривої на вищезазначений сучинник k, ми знайдемо криву гальмування пари.

Коли гонок має конечну довжину, то ця крива трохи відхиляється від еліпси, як показано крапчаком на фіг. 244.

У нижчеподаній таблиці зазначена величина ординат кривої швидкости толока для конечного $\left(\frac{R}{L} = \frac{1}{5}\right)$ і безконечно довгого гонка, в тому разі, коли $v = 1$, себто ординати кривої $c = \sin \alpha$.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Нумери ординат відповідають позначенням на фіг 244[1].

Нумер ординати	Вишина ординати $c=\sin\alpha$	
	$Z=\infty$	$\frac{R}{L}=\frac{1}{5}$
0	0	0
1	0,6	0,652
2	0 8	0,852
3	0,916	0,963
4	0,98	1,012
5	1,0	1 015
6	0,98	0,975
7	0,916	0,892
8	0,8	0,76
9	0,6	0,555
10	0	0

У тому положенні толока, при якому крива підіймання хлипака перетинається з кривою гальмування, починається дроселювання пари, то більше, що нижче спускається крива підіймання хлипака. Частина кривої, що відповідає паданню хлипака, повинна бути обрисована по змозі круто для того, щоб гальмування відбувалося на невеликій довжині перебігу толока. Цій умові більше задовольняють механізми розчіпні з коткими важелями, ніж механізми з хитким кулаками.

На початку впуску, навіть під час не дуже швидкого підіймання хлипака, гальмування звичайно не буває, бо швидкість толока в цей час близька до нуля. Із тієї самої причини найбільша за час впуску вишина підіймання хлипака може бути зменшена із зменшенням міри наповнення.

§ 75. Розрахунок пружини примусових розподілів

Падання хлипаків у більшости розподілів відбуваються під впливом пружини, закладеної по осі хлипака.

У розчіпних розподілах падання хлипака, починаючи з моменту розчіплення, не залежить від чину зовнішнього механізма; у примусових же розподілах, через наявність пружини, хлипаковий тягель увесь час зберігає зв'язок із рештою частин механізма.

Точний розрахунок пружини становить певні труднощі. Сили, на які треба розраховувати пружину, зводяться, головне, до сил інерції.

На початку підіймання, коли пришвидшення хлипака додатне, сила інерції напрямлена вниз, а тому безпечна; але потім, коли швидкість підіймання хлипака починає зменшуватись, сила інерції міняє свій знак, і з'являється небезпека порушити примусовість пароподілу: у штумпфівському механізмі, наприклад, кулак може відійти від коліщати. Щоб запобігти цьому пружина повинна бути розрахована так, щоб вона могла перемагати шкідну силу інерції, яка постає під час підіймання хлипака.

Метода, яку звичайно застосовують для визначення сил інерції, зводиться до послідовного графічного знаходження швидкости й пришвидшення хлипака в формі кривих, що дають ці величини в функції часу. На фіг. 245 подано приклад такої побудови для розподільчого штумпфівського механізма[2].

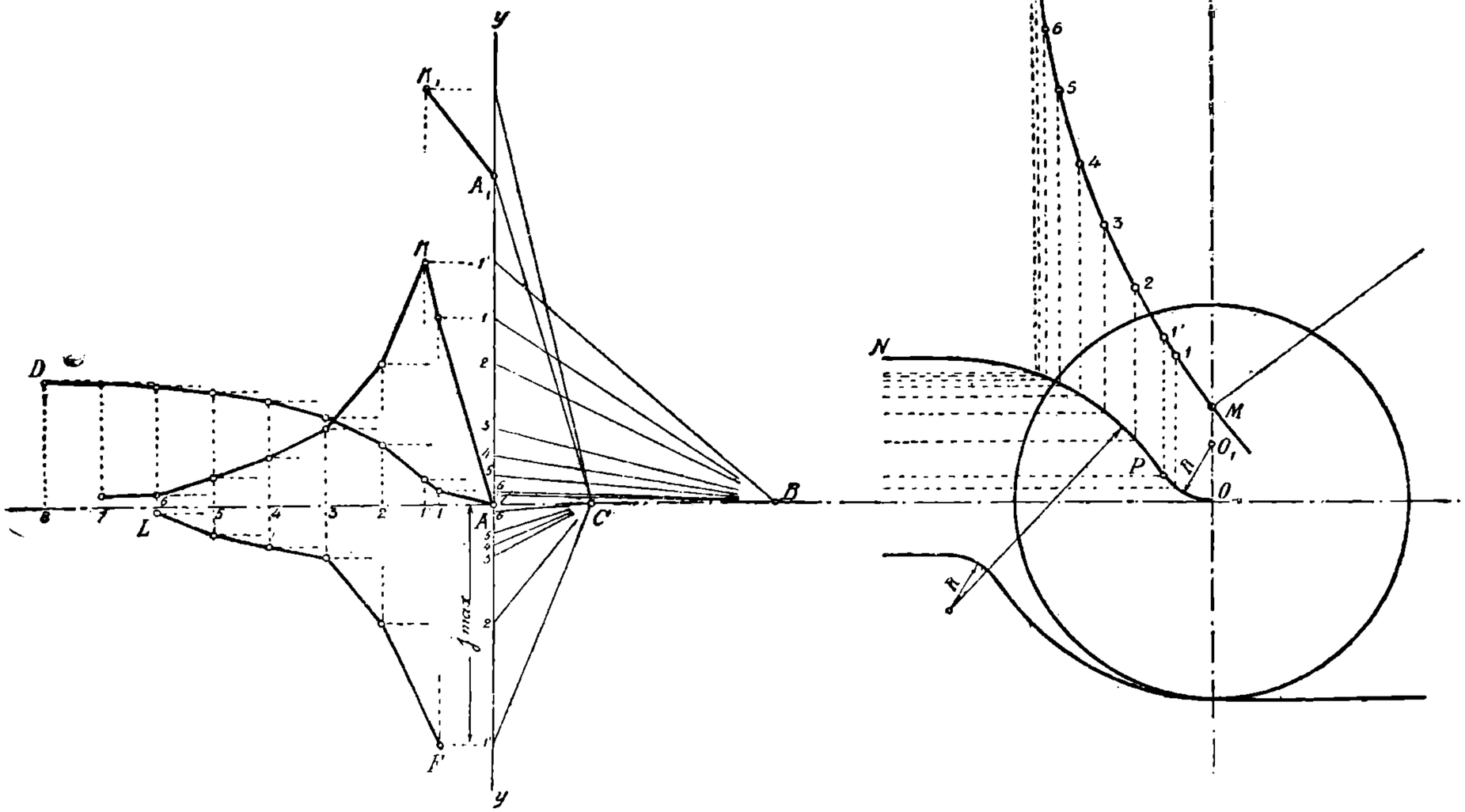
Вирисовують коліща й профіль кулака в певному мірилі, більшому за натуральну величину: $b:1$; зручно $b=2\div 4$. Концентрично з профілем кулака обводять криву ON підіймання центра коліщати. Із корбової діяграми

---

[1] Під час побудови кривої гальмування можна користатися також методою, викладеною в § 44.

[2] У загальній формі (придатній для першого-ліпшого пароподілу) методу такої самої побудови вазначено в книзі Grassmann'a: Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. 4 Aufl., стор. 619.

НБ УДУНТ (ДІТ)



Фіг. 245. Визначення пришвидшення під час підіймання хлипака у штумпфівським паророзподілі.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

знаходять кут впуску γ. Вважаючи обертання корби за рівномірне, можна найти й час впуску. Час одного оберту:

$$t = \frac{60}{n},$$

і, значить, час впуску:

$$t_b = \frac{60}{n} \quad \frac{\gamma}{360}$$

За цей час хлипак підіймається й потім спускається. Положення корби під час невеликого підіймання хлипака визначається бісектрисою кута γ. Над коліщам обводимо (в мірилі коліщати) коло радіюсом, рівним з ексцентриситетом ексцентрика. Положення центра кола знаходимо з умови, щоб точка M (дуга $M8$ відповідає кутові $\gamma/2$) лежала б на одній вертикалі з центром коліщати. Від довільної точки A по поземній осі коліщати відкладаємо в першому-ліпшому мірилі половину часу впуску $\frac{tb}{2}$ (зручне мірило: 1 сек. = 8 ÷ 10 м). Відтинок цей ($A8$) поділяємо на декілька рівних частин і на стільки ж рівних частин поділяємо й кут $M8$. На ординати поділів відтинка $A8$ проєктуємо відповідні підняття хлипака, здобуті із кривої підіймання центра коліщати. Обов'язково треба відзначати підняття хлипака h_1 у точці перегину P кривої підняття (точка $1'$). Крива AD є галузь кривої підіймання хлипака в функції часу.

Танґенс кута дотичної до цієї кривої означає швидкість підіймання:

$$v = \frac{ds}{dt} = \operatorname{tg} \alpha$$

Із довільної точки B проводимо ряд променів, рівнобіжних з дотичними в точках 1, 1′, 2 . . (за ці дотичні можна взяти прямі, що злучають точки кривої підіймання). На вертикалі $y - y$ матимемо ряд відтинків $A1$, $A1'$.

Очевидно:

$$A1 = AB \operatorname{tg} \alpha = AB \cdot v$$

Через те, що AB в мірилі відтинка $A8$ є $\frac{1}{n}$ сек., то

$$A1 = \frac{1}{n} v$$

Здобуті на вертикалі $y—y$ точки проєктуємо на ординати, поведені через відповідні точки кривої підіймання хлипака. Виходить крива швидкости підіймання. Її ординати дорівнюють:

$$\frac{b}{n} v$$

(через те, що криву підіймання нарисовано в мірилі $b : 1$) у точці A швидкість дорівнює O, у точці перегину K швидкість доходить максимуму.

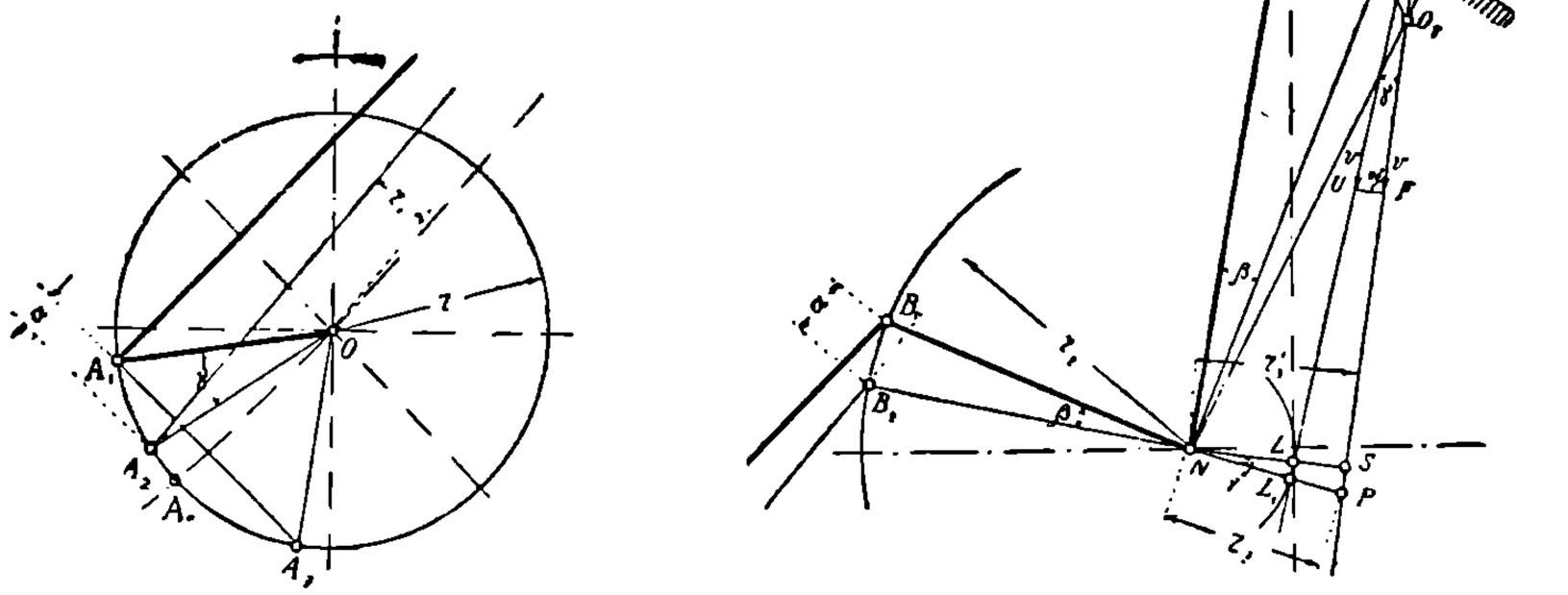
Пришвидшення руху визначається танґенсом кута нахилу дотичної до кривої швидкости. Тому метода побудови залишається та сама. Вибираємо лише інший полюс у точці C. Від точки A до точки перегину K пришвидшення додатне, в точці K танґенс кута нахилу дотичної, а разом із ним і пришвидшення міняє знак. Отже, A_1K_1 — галузь додатних пришвидшень, EL — галузь від'ємних пришвидшень. Ординати кривої пришвидшення, якщо $AC = \frac{1}{m}$ сек. дорівнює $\frac{1}{m} \frac{b}{n} j$ (j — пришвидшення).

Найнебезпечнішої величини пришвидшення досягає в точці F. Вимірявши

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ординату цієї точки в метрах і помноживши на $\frac{mn}{b}$, знайдемо величину максимального від'ємного пришвидшення в м/сек². Спосіб визначати сили інерції і розрахунок пружини буде викладено в цьому параграфі.

Описана метода, на жаль, не дає цілком точних наслідків навіть під час побудови графіків у великому мірилі. Помилки від невдосконаленості побудови під час переходу від однієї кривої до дальшої назбируються й перекру-



Фіг. 246. Визначення пришвидшення під час підіймання хлипака в лентцівському механізмі.

чують дійсну величину сил інерції[1]. Тому, далі пропонується інший точніший спосіб розрахунку пружини, придатний, проте, лише до розподілів з хитkими кулаками.

Розглянемо цю методу стосовно до лентцівського розподілу[2].

Із центра розподільчого вала O обведемо коло обертання ексцентриситета (фіг. 246).

Відзначимо положення ексцентриситета в моменти попереджання впуску (A_1) та відсічі (A_3). Лінія, що поділяє кут між ними по половині, показує мертві положення ексцентриситета.

Поведімо діяметр, нормальний до лінії мертвих положень ексцентриситета, і злучімо прямою лінією точки A_1 та A_3. Будемо вважати, що напрям обертання йде проти годинникової стрілки.

У момент попереджання впускання ексцентриковий тягель має напрямок A_1B_1. Точка N є точка почіпу хиткого кулака. Точка B_1 переміщається дугою кола біля точки N. У момент попереджання впуску коліща хлипакового тягеля міститься в точці M_1 (відносні розміри змінено для ясности рисунка). Віссю хлипака є пряма M_1L.

Припустімо, що ексцентриситет повернеться на деякий кут α у положення A_2. Переміщення точки B_1 ми можемо найти, застосовуючи до ексцентрикового кола правила користання Мюллеровою діяграмою. Коли ексцентриситет повертається з точки A_1 в A_2, край ексцентрикового тягеля переміститься на величину відтинка a. Відклавши від точки B_1 відтинок a, знайдемо нове положення кінця ексцентрикового тягеля в точці B_2. Хиткий кулак повернеться при цьому на кут β^*.

---

[1] Не зважаючи на це зауваження, вищевикладеною методою розрахунку пружини доводиться часто користуватися, з огляду на її універсальність.

[2] Див. J. Stumpf. Die Gleichstromdampfmaschine. 3 Aufl.

* Точку B_2 було б визначено точніше зачерком із точки A_2 радіюсом, рівним із довжиною ексцентрикового тягеля. A_1B_1. Проте, цей спосіб незручний тим, що N центр розподільчого вала O на рисунку слід розмістити на його дійсному віддаленні від точки H; коли мірило рисунка велике, то для цього потрібні аркуші великого формату.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отже, поверт ексцентриситета на кут α спричинив зсов кінця ексцентрикового тягеля на величину a і поверт хиткого кулака на кут β.

Тепер побудуємо криву підіймання хлипака із заданого профіля кулака. Останній обрисовано дугами кіл із точок N, O_1 та O_2.

Криву підіймання хлипака обводимо дугами кіл: із точки O_1 радіюсом O_1M_1 і з точки O_2 радіюсом O_2x. Дальшу частину кривої підіймання обводимо з точки N радіюсом NM_{max}.

Вишина підіймання хлипака виміряється між нарисованою кривою підіймання та дугою радіюса NM_1.

Під час руху ексцентрикового тягеля центр коліщати переміщається по сторчовій осі M_1L, а профіль кулака хитається ліворуч і праворуч. Як зазначалося в § 67 зручніше вважати, що кулак нерухомий, а коліща переміщається по ньому так, що центр його проходить послідовно точки M_1, M_2, M_{max}.

Коли кінець ексцентрикового тягеля переміститься з точки B_1 у B_2, то центр коліщати відносно кулака займе якусь точку M_2, яку знаходимо повівши лінії NM_2 під кутом β до NM_1.

Відносне положення осі хлипакового тягеля збігатиметься з лінією M_2L_1, дотичною до кола, описаного з точки N радіюсом NL. Цього кола в точці L дотикається дійсний напрямок осі хлипака M_1L.

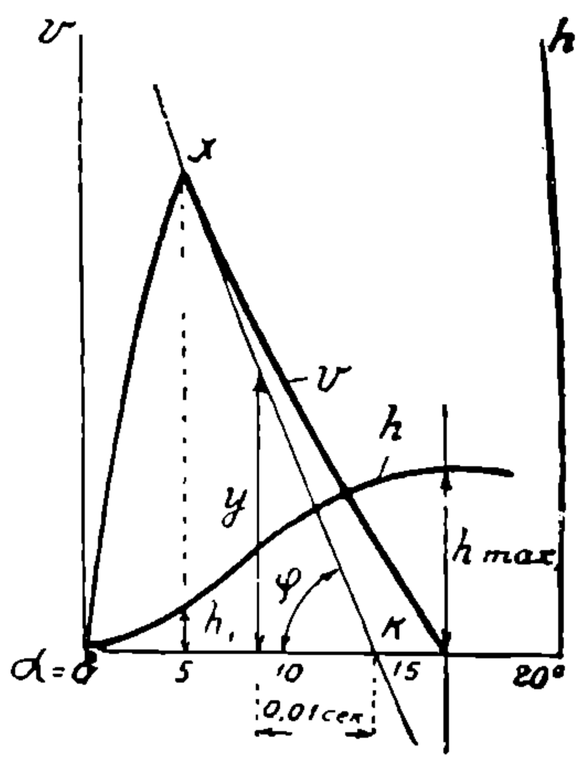
По осі M_2L_1 можна виміряти підіймання хлипака, яке в даному разі означається відтинком h.

Таким чином, найдене підіймання хлипака для поверту ексцентриситета на довільний кут α. Переміщаючи центр ексцентрика в різні положення між точками A_1 та A_o, ми можемо найти вищевикладеним способом відповідні величини h підіймання хлипака.

Отже, є можливість побудувати криву підіймання хлипака в функції кута поверту ексцентриситета α. Ця побудова виконана на фіг. 247.

По осі абсцис відкладено величини кута α. Коли кут $\alpha = O$, ексцентрик перебував в положенні попереджання впуску, себто в точці A_1, підіймання хлипака дорівнює нулеві. Визначення підіймання хлипака в першій частині кривої підіймання бажано робити щокожні 2° кута α, а потім, коли коліща перейде на опуклішу частину профіля кулака, щокожні 5°.

Відкладаючи по осі ординат величини h, що відповідають кутам α, побудуємо криву, виображену на фіг. 247.



Фіг. 247. Криві підіймання хлипака та швидкости підіймання.

Максимальне підіймання хлипака h_{max} відповідає точці M_{max} на кривій підіймання та точці A_o на ексцентриковому колі. Коли ексцентрик переміщається від A_o до A_3 центр коліщати рухатиметься від точки M_{max} до M_1, пройшовши ту саму криву підіймання у зворотному напрямку.

На фіг. 247 другу частину кривої підіймання, вірніше криву спускання, ми рисувати не будемо, вона цілком симетрична з першою.

Щоб визначити швидкість підіймання хлипака, звернемося до кутової швидкости ω обертання розподільчого вала.

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

де n — число обертів. Із теоретичної механіки відомо, що швидкість точки, яка обертається по колу, взята в першому-ліпшому напрямку, дорівнює кутовій швидкості обертання, помноженій на нормалю з центра кола на цей напрямок. Тому, швидкість точки A_2 в напрямку A_2B_2

$$v_1 = \omega r_1$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

де r_1 — відстань від центра вала до лінії A_2B_2.

Через те, що швидкість точки B_2 також дорівнює v_1, то кутова швидкість хиткого кулака

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_2},$$

де r_2 — є нормаля, спущена з точки N на напрямок ексцентрикового тягеля. Підставляючи замість v_1 найдену вище вартість, можна написати

$$\omega_1 = \frac{\omega r_1}{r_2}$$

Користуючись цією методою й надалі, найдемо швидкість підіймання хлипака. Спочатку визначимо швидкість хлипака в напрямку, нормальному до кривої підіймання, у точці M_2, наприклад, пряма, нормальна до кривої підіймання, проходить через точку O_2.

Із точки N спустимо нормалю NS на цю пряму й позначимо довжину його через r'_3. Швидкість підіймання у напрямку прямої M_2S:

$$v' = \omega_1 r'_3.$$

Припустімо, що величина швидкости v' розміщається від точки M_2 до точки F. Нас цікавить швидкість підіймання хлипака у напрямку M_2L_1 цю швидкість виображено відтинком M_2U ($UF \perp M_2F$).

Через те що

$$NS \perp M_2P \text{ та } NP \perp M_2L_1,$$

трикутники M_2FU і NSP подібні (обидва трикутники прямокутні в вершках F та S).

Позначивши відтинок NP через r_3, матимемо таке співвідношення:

$$\frac{v^1}{r'_3} = \frac{v}{r_3},$$

відкіля

$$v = v' \frac{r_3}{r'_3} \text{ або } v = \omega_1 r_3$$

Підставивши замість ω_1 його вартість, найдемо швидкість підіймання хлипака

$$v = \omega \frac{r_1}{r_2} \cdot r_3$$

Таким чином, у наслідок побудови, яку можна виконати досить точно, ми находимо швидкість підіймання хлипака залежно від числа обертів машини та величин трьох радіюсів, які визначаються графічно.

Вираховуючи цю швидкість для тих самих положень точки A_2, за допомогою яких будуємо криві підіймання, вирисовуємо на фіг. 247 криву швидкости v. Максимум швидкости відповідає точці перегину кривої підіймання. На фіг. 246 центр коліщати при цьому міститься в точці x на перетині лінії O_1O_2 з кривою підіймання. Через те що точка x лежить досить близько від точки M_1 то стає зрозумілим, що на протязі M_1x потрібно визначити h і v для декількох кутів α, себто вибирати кути α малими (не більшими за 2°). Від точки x (фіг. 247) швидкість зменшується і, коли хлипак досягає максимального підіймання, — спадає до нуля.

Щоб визначити максимальне пришвидшення хлипака поводимо дотичну до кривої швидкости, що має найбільший кут нахилу до горизонталі. Такою є дотична в точці x.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Через те що по осі абсцис у нас відкладено кути повороту ексцентрика, пропорційні часові (вважаючи кутову швидкість за час одного оберту за постійну), то тангенс кута нахилу дотичної і являє собою прискорення руху:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{dv}{dt}$$

Найзручніше найти збільшення швидкости dv за час

$$dt = \frac{1}{100} \text{ сек.}$$

Якщо машина робить n обертів за хвилину, то час одного оберту становить $\frac{60}{n}$ сек., час повороту на 1° визначається $\frac{60}{n \cdot 360}$ або $\frac{1}{6n}$ сек.

Тому, за $\frac{1}{100}$ сек. ексцентрик повертається на кут

$$\alpha = \frac{6n}{100}$$

Відкладаючи від точки k (фіг. 247) ліворуч відтинок, еквівалентний одній сотій секунди, вимірюємо ординату в мірилі швидкости v.

Максимальне прискорення

$$j_{max} = \frac{y}{0{,}01} \frac{\text{м}}{\text{сек}^2}.$$

Для швидкорушних машин можна величину dt взяти й меншу за 0,01 сек.

Сила інерції U дорівнює масі рухомого тіла, помноженій на прискорення. У даному разі маса є вага хлипака й усіх зв'язаних із ним частин (хлипаковий тягель, коліща та пружина), поділений на прискорення сили тяжіння:

$$U = \frac{G}{g} j_{max}$$

Вагу хлипака G та його частин у машинах середнього розміру можна приймати від 3 до 5 кг.

Крім сили інерції на хлипак під час підіймання чинить:

1. Тиск пари на незрівноважений хлипаковий тягель (для впускного хлипака над циліндром — знизу вгору);

2. Власна вага хлипака (згори вниз).

Припускаючи, що обидві ці сили, зовсім незначні, одна одну зрівноважують, у дальшому ми будемо вважати, що пружина зазнає лише чину сили інерції.

Пружину закладають у хлипакову коробку з деяким початковим натягом F_o. Цим досягаємо щільного сідання хлипака, якого притискає до гнізда пружина.

Таким чином, останню треба закласти з початковим прогином f_o. У точці x підіймання хлипака дорівнює h_1. При цьому пружина повинна прогнутися на величину $f_o + h_1$ і розвивати силу F, що перевищує або принаймні зрівноважує силу інерції. Для безпеки роботи звичайно вибирають силу:

$$F = 1{,}1\ U \div 1{,}2\ U$$

Для розрахунку пружини задаються максимальною силою пружини F_{max}, що розвивається під час підіймання хлипака на вишину h_{max}. Величину F_{max} приймають за рівну з

$$(1{,}3 \div 1{,}5)\ F$$

Через те що прогини пружини пропорційні силам, які розвиває вона, то графік зміни сили в функції прогину подається прямою лінією.

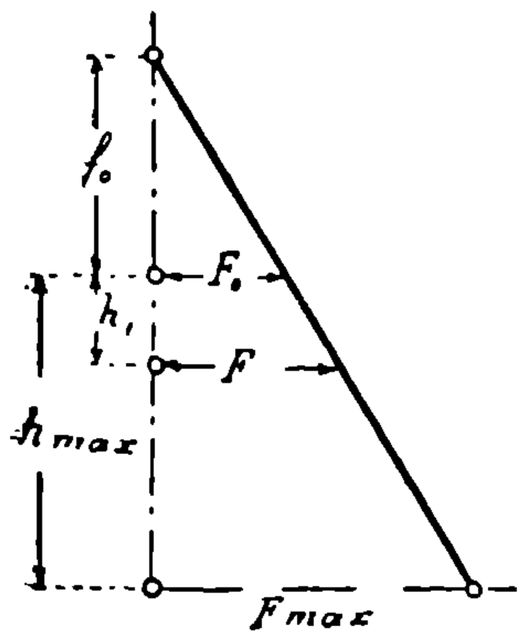
Такий графік для хлипакової пружини подано на фиг 248.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Прогинові f_o відповідає сила пружини F_o, прогинові $f_o + h_1$ — сила F, прогинові $f_o + h_{max}$ — сила F_{max}. З подібности трикутників на діяграмі виходить:

$$\frac{F}{F_{max}} = \frac{f_o + h_1}{f_o + h_{max}},$$

h_1 та h_{max} відомі. Тому рівнянням можна визначити f_o, себто той прогин, з яким пружина повинна бути закладена в коробку. Знаючи F_{max} і $h_o + h_{max}$, за відомими формулами опору матеріялів легко розрахувати пружину, себто найти її діяметр, число звоїв та діяметр дроту.



Фіг. 248. Діяграма хлипакової пружини.

Позначимо:

R — радіюс пружини,
d — товщина (діяметр) дроту,
z — число звоїв,
G — модуль зсову,
k_d — крутильна напруга пружини.

У такім разі

$$F_{max} = \frac{\pi d^3}{16R}\ kd$$

$$f_{max} = \frac{64\ F_{max}\ zR^3}{Gd^4}$$

Для випадку розрахунку пружини, яку ми розглядаємо,

$$f_{max} = f_o + h_{max}$$

Модуль зсову для стальної пружини слід узяти

$$G + 750\,000 \div 800\,000 \text{ кг/см}^2,$$

допускна напруга на скручування:

$$k_d = 3500 \text{ кг/см}^2$$

§ 76. Розрахунок пружини для розчіпних пароросподілів

Призначення пружини в цьому випадку — швидко посадити хлипак на його гніздо. Розрахунок пружини роблять аналітично, але також він не відрізняється достатньою точністю.

Максимальна вишина падання (підіймання) хлипака:

$$h_{max} = \frac{1}{2}\ jt^2,$$

де j — прищвидшення падання, а t — час падання. Відсіля

$$j = \frac{2h_{max}}{t^2}$$

Час падання хлипака ми найдемо, виходячи з кута поверту головної корби за час падання хлипака. Припустімо, що цей кут становить $\gamma°$. У такому разі час поверту на 1° становить:

$$\frac{60}{n.\ 360} \text{ сек}..$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

а час проходження γ

$$t = \frac{\gamma}{6n}$$

Цю величину й приймають за час падання хлипака, до того ж кутом γ задаються. Звичайно (коли $n = 100$):

$$\gamma = 12° \div 15°.$$

Хлипак падає під чином власної ваги G та сили пружини. Сума обох сил повинна дорівнювати масі, що падає, помноженій на потрібне пришвидшення.

$$G + F = \frac{G}{g} j$$

Відціля:

$$F = G\left(\frac{j}{g} - 1\right)$$

Сила F за час підіймання хлипака є найбільша, але для надійности максимальну силу пружини беруть на $10 \div 15\%$ більшу за F, чого досягаємо вибором напруги kd, розраховуючи на силу F близько 3000 кг/см².

Щодо початкового натягу пружини, з яким вона повинна бути закладена, то тут можна взяти

$$F_0 = \frac{F}{1{,}5}$$

Таким чином, під час побудови діяграми пружини нам відомі величини F та F_0. Початковий прогин найдеться із співвідношення

$$\frac{F_0}{F} = \frac{f_0}{f_0 + h_{max}}$$

Приклад.

Розрахувати пружину для впускного хлипака в розчіпному кольманівському розподілі.

Максимальне підіймання хлипака $h_{max} = 18$ мм.

Число обертів машини $n = 120$.

Приймемо кут поверту головної корби за час падання хлипака

$$\gamma = 12°$$

У такім разі, час падання

$$t = \frac{\gamma}{6n} = \frac{12}{6 \cdot 120} = 0{,}0167 \text{ сек.}$$

Потрібне пришвидшення хлипака

$$j = \frac{2h_{max}}{t^2} = \frac{2 \cdot 0{,}018}{0{,}0167^2} = 149 \text{м/сек}^2.$$

Приймаючи вагу хлипака з тягелем та частинами, що до нього належать

$$G = 4 \text{ кг},$$

найдемо потрібну силу пружини:

$$F = G\left(\frac{j}{g} - 1\right) = 4\left(\frac{129}{9{,}81} - 1\right) = 49 \text{ кг}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Початковий натяг пружини візьмемо

$$F_0 = \frac{49}{1{,}5} = 33 \text{ кг}$$

Початковий прогин найдемо з співвідношення

$$\frac{F_0}{F} = \frac{f_0}{f_0 + h_{\max}}$$

$$\frac{33}{49} = \frac{f_0}{f_0 + 18}$$

$$f_0 = 37 \text{ мм}$$

Розміри пружини розраховано для сили $F = 49$ кг і прогину $f = f_0 + h_{\max} = 55$ мм.

Приймаючи (із конструктивних міркувань) радіюс пружини $R = 3$ см, найдемо товщину дроту

$$d = \sqrt[3]{\frac{16FR}{\pi\kappa_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49 \cdot 3}{3{,}14 \cdot 3000}} = 0{,}65 \text{ см} = 6{,}5 \text{ мм}$$

(Відповідно до вищенаведених указівок про вибір kd, останнє прийнято 3000 кг/см^2).

Число звоїв пружини

$$z = \frac{jd^4F}{64FR^3} = \frac{5{,}5 \cdot 0{,}65^4 \cdot 800\,000}{64 \cdot 49 \cdot 3^3} \cong 10$$

Недостатня точність вищенаведених розрахунків пружин спричинила потребу користатися емпіричними формулами. У багатьох випадках силу пружини під час закривання хлипака вибирають $F_0 = \left(\frac{1}{15} \div \frac{1}{22}\right) D$, де D — діяметр циліндра машини в мм. Більші вартості приймають для циліндрів високого тиску, менші — для ц. н. т.

Максимальну силу пружини приймають

$$F_{\max} = (1{,}2 \div 2)\ F_0$$

За цими формулами корисно перевіряти силу пружини, визначену за однією з вищескладених метод.

§ 77. Толокові суваки з механізмами хлипакових розподілів

У машинах з чотирма шляхами на пару замість хлипаків застосовують іноді толокових суваків, розташованих повемно або сторчово.

Цим сувакам руху надають механізми, аналогічно до вищерозглянутих для хлипакових розподілів. Ця обставина дала привід багатьом авторам запровадити не зовсім вдалий термін «толокові хлипаки».

Конструкцію сувака із сторчово розміщеною віссю показано на фіг. 249.

У порожнину, що міститься на покришці циліндра, пара йде через сувак двома шляхами, як показано стрілками. Початковий впуск відбувається під час руху сувака вгору, до того ж у невеликих кількостях пара починає виходити нижніми отворами малого діяметра ще під час стиску.

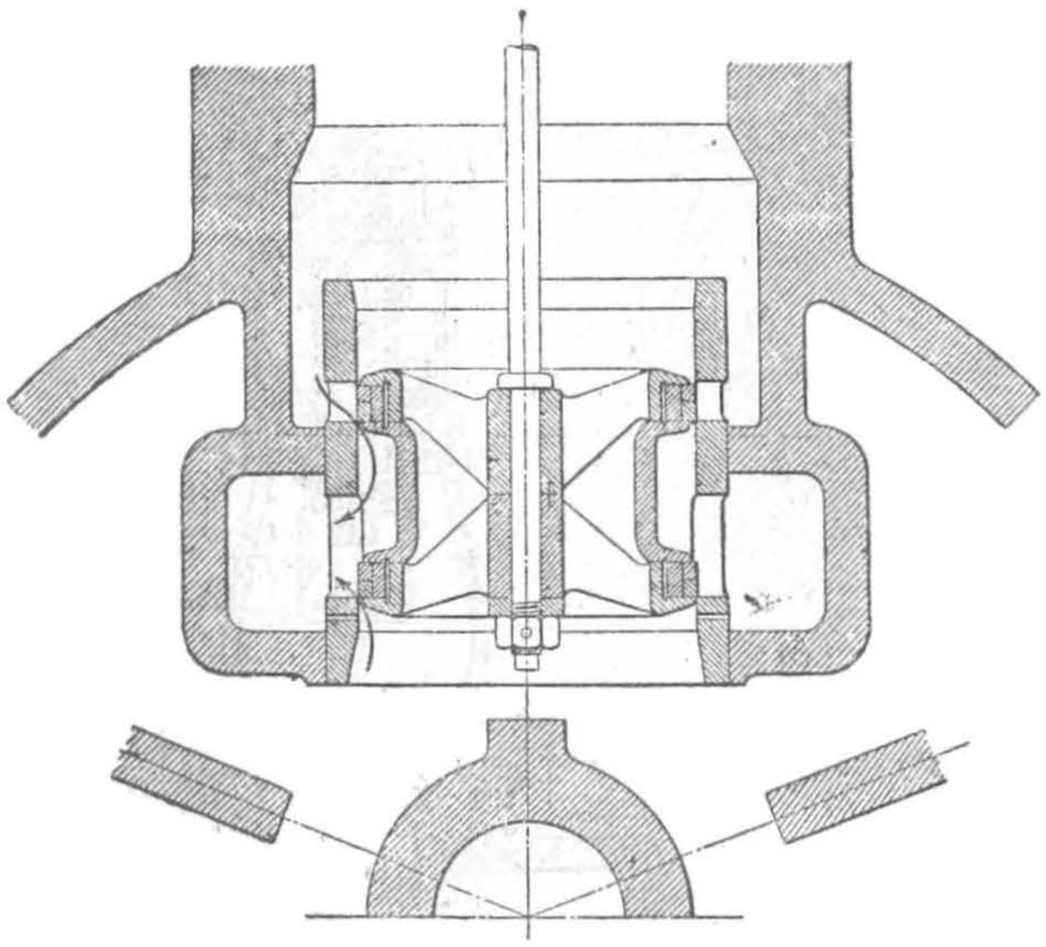
Сувак може підійматися й спускатися за допомогою першого-ліпшого з механізмів хлипакових розподілів.

Переваги таких суваків перед хлипаковими полягають ось у чому:

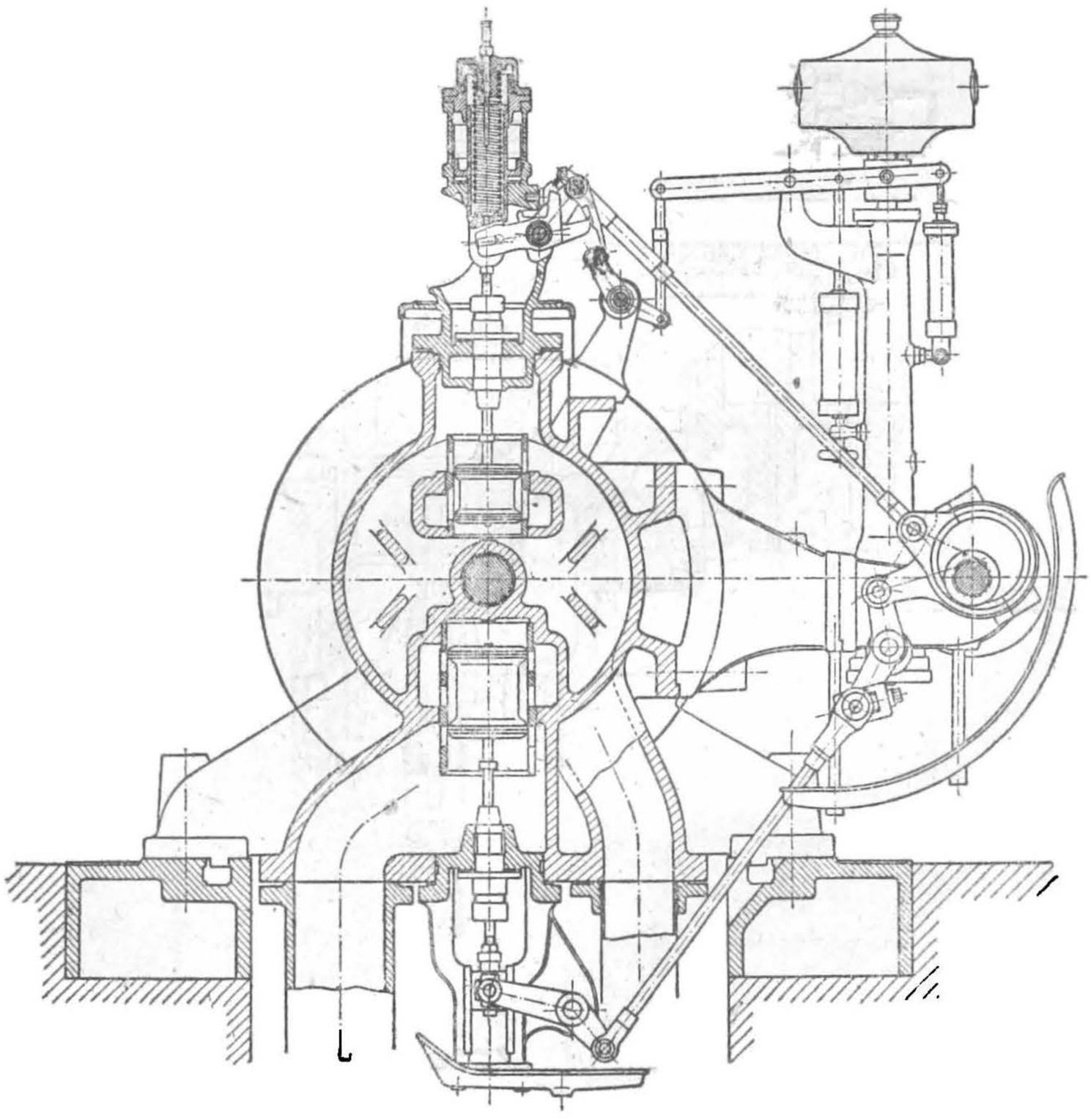
1) трохи більша зрівноваженість;

НБ УДУНТ (ДІТ)

2) велика щільність прилягання, що не залежить від температури пари;
3) можливість мати дуже малий шкідний простір.

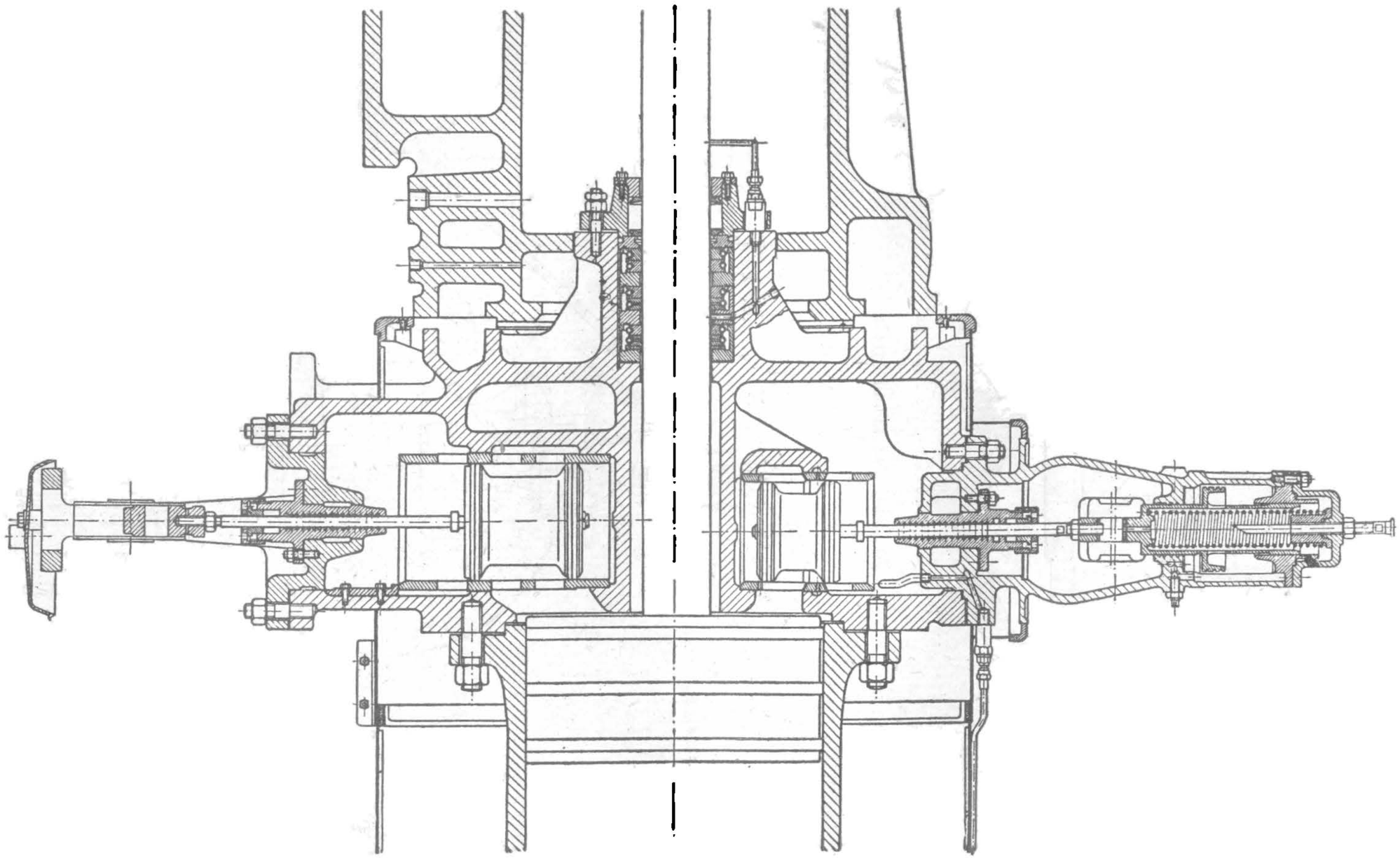


Фіг. 249. Толоковий сувак.



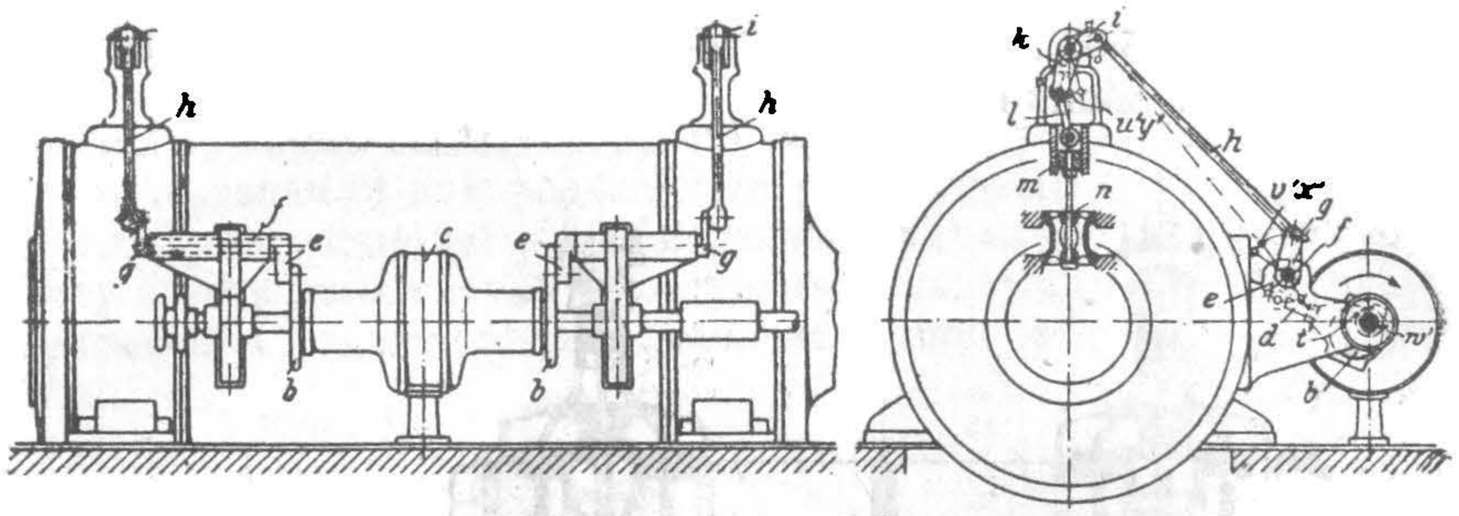
Фіг. 250. Пароровподіл толоковим суваком виробні R. Hartmann.

НБ УДУНТ (ДІТ)

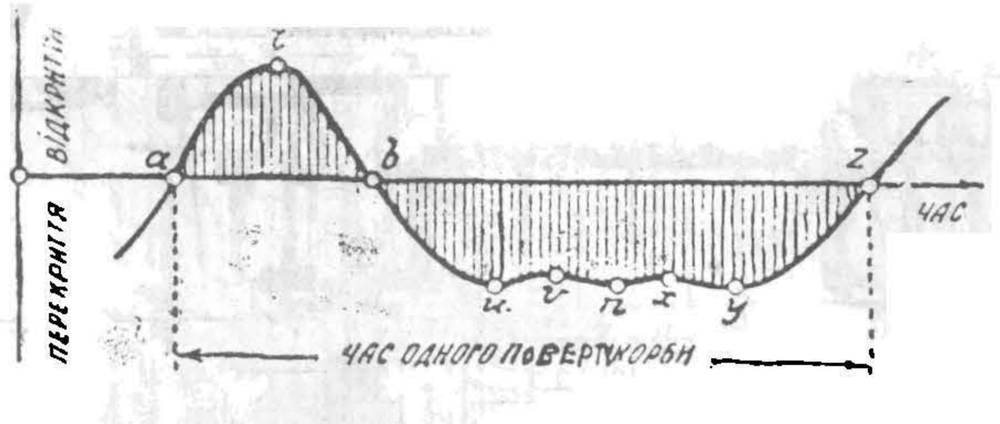


Фіг. 251. Пароросподіл толоковим суваком виробні R. Hartmann.

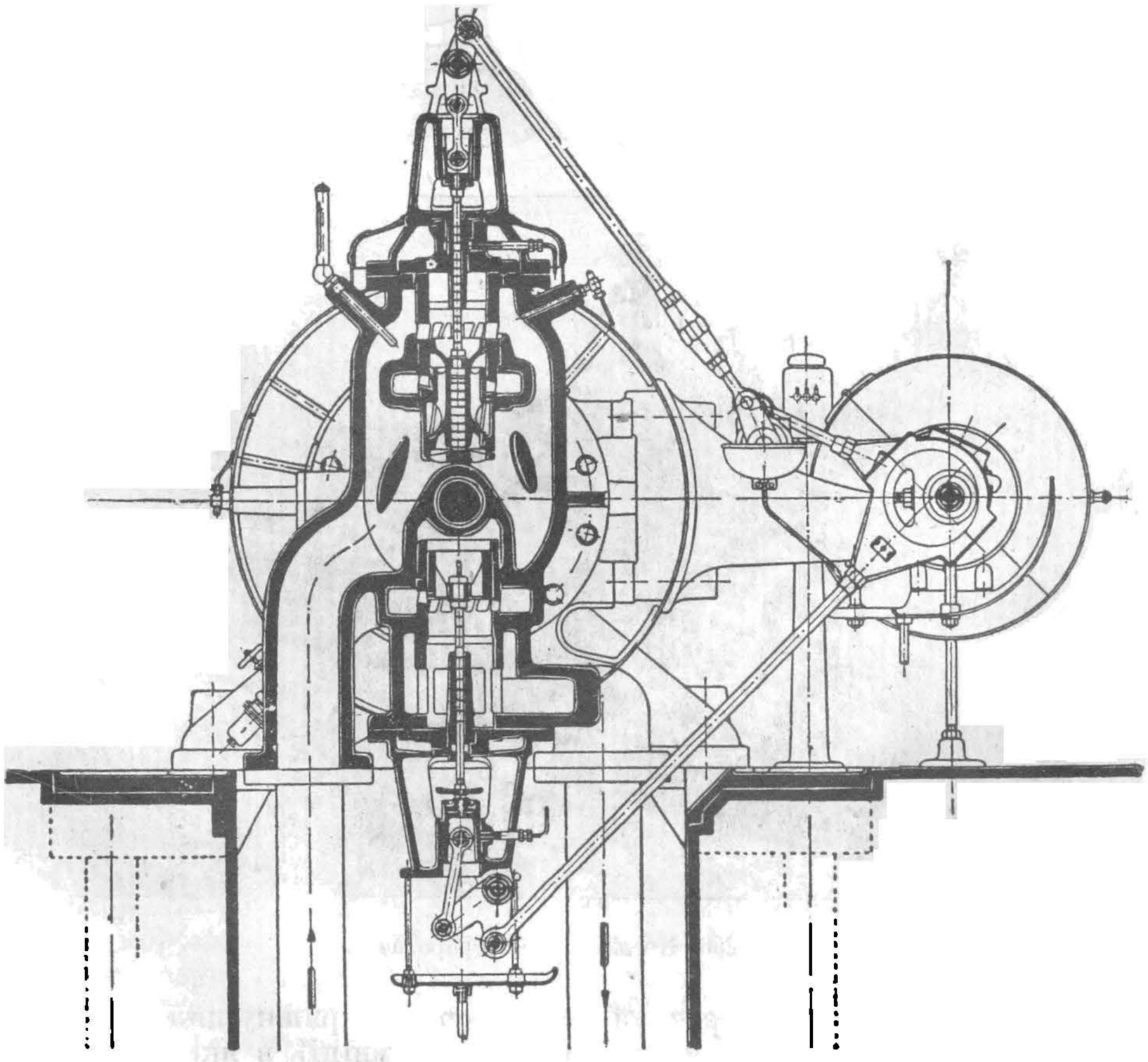
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фіг. 252. Преллівський механізм з толоковими суваками.



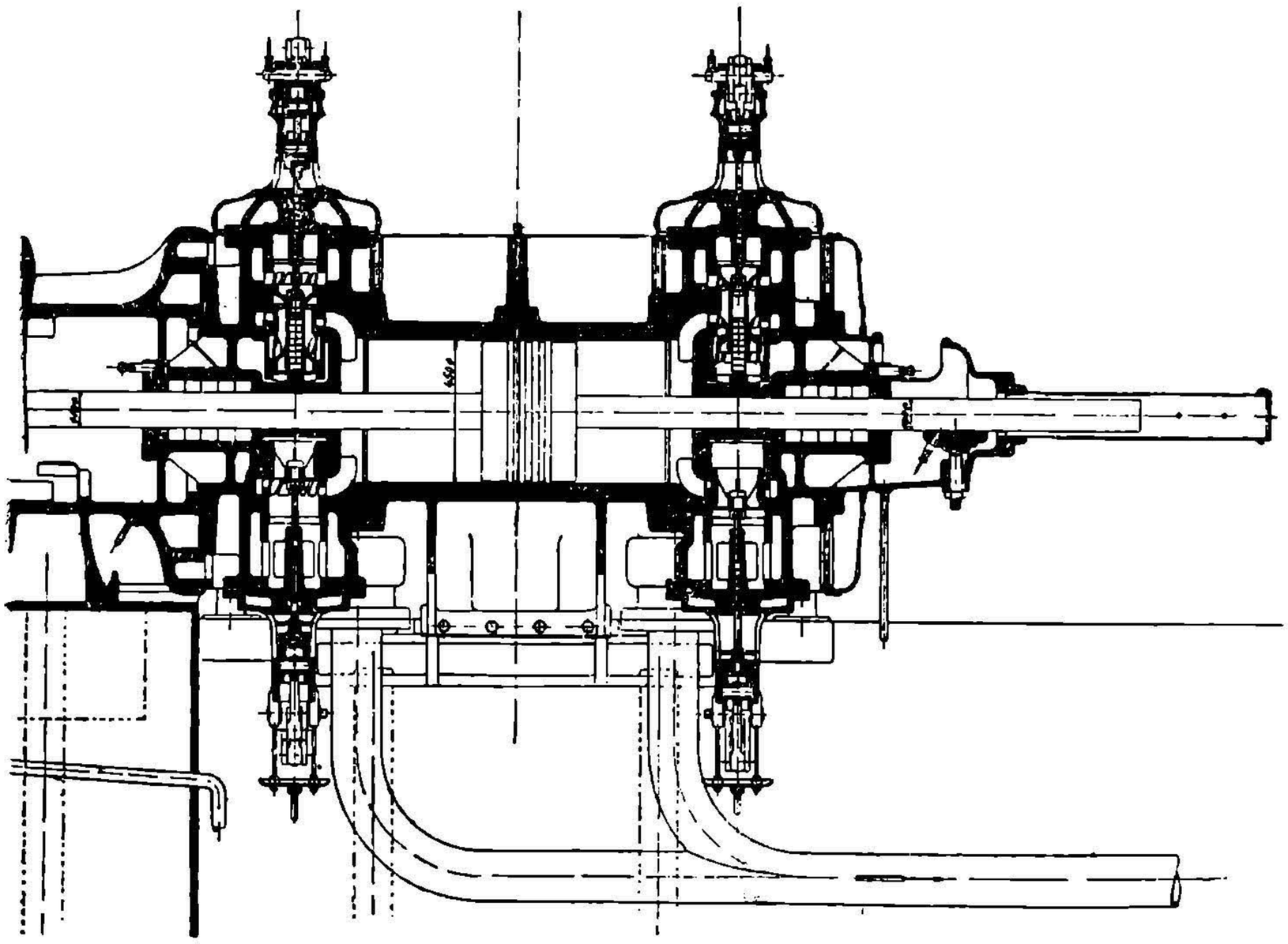
Фіг. 253. Крива переміщення сувака 1) перекриття; 2) відкривання; 3) час одного повороту корби.



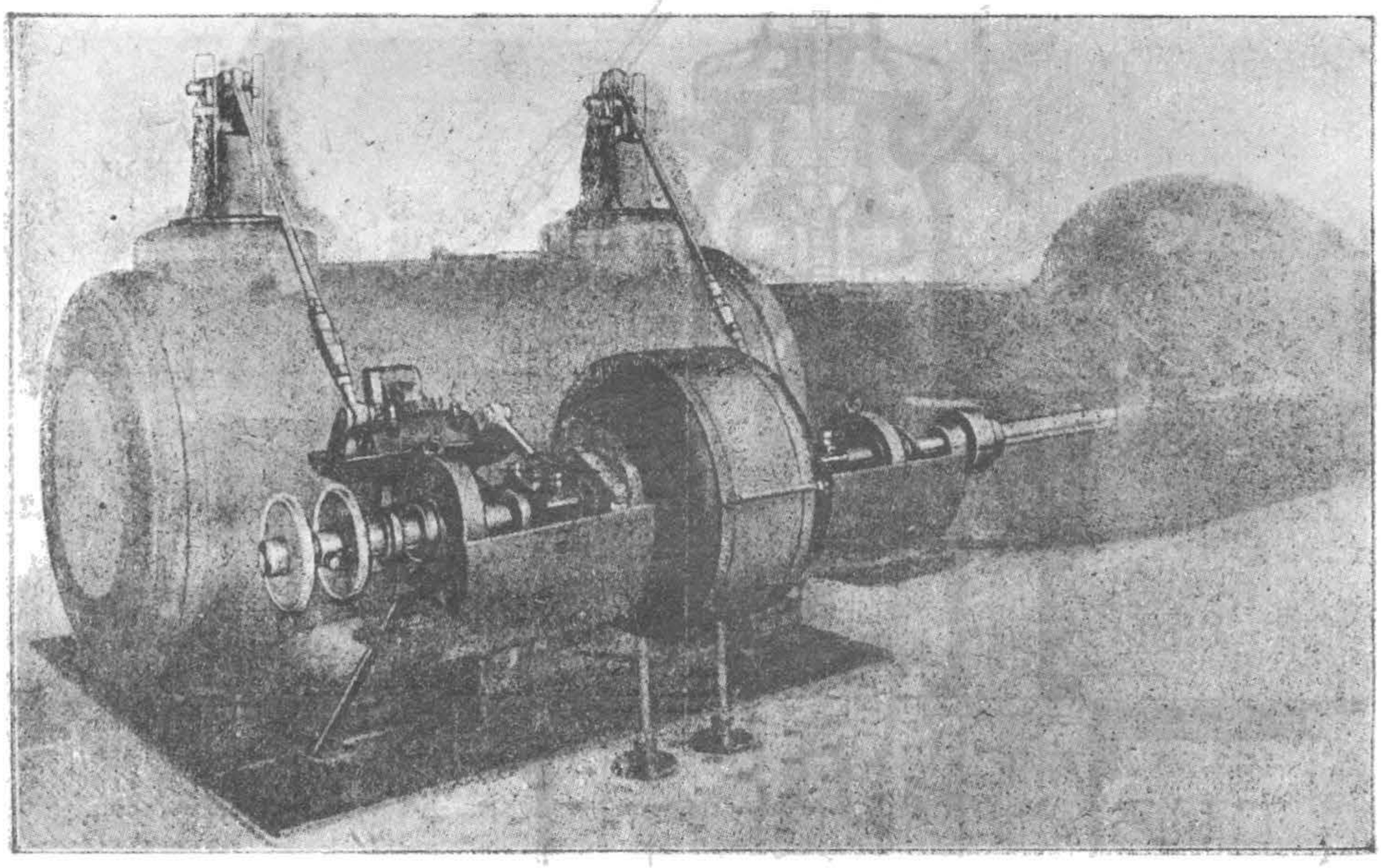
Фіг. 254. Поперечний розріз машини з преллівським пароросподілом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Суваків описаного типу вживають між іншим у машинах системи ван-дер-Керков (їх будують багато виробень), які дають витрату пари не гіршу ніж добрі штумпфівські машини.



Фіг. 255. Поздовжній розріз машини з преллівським пароросподілем.



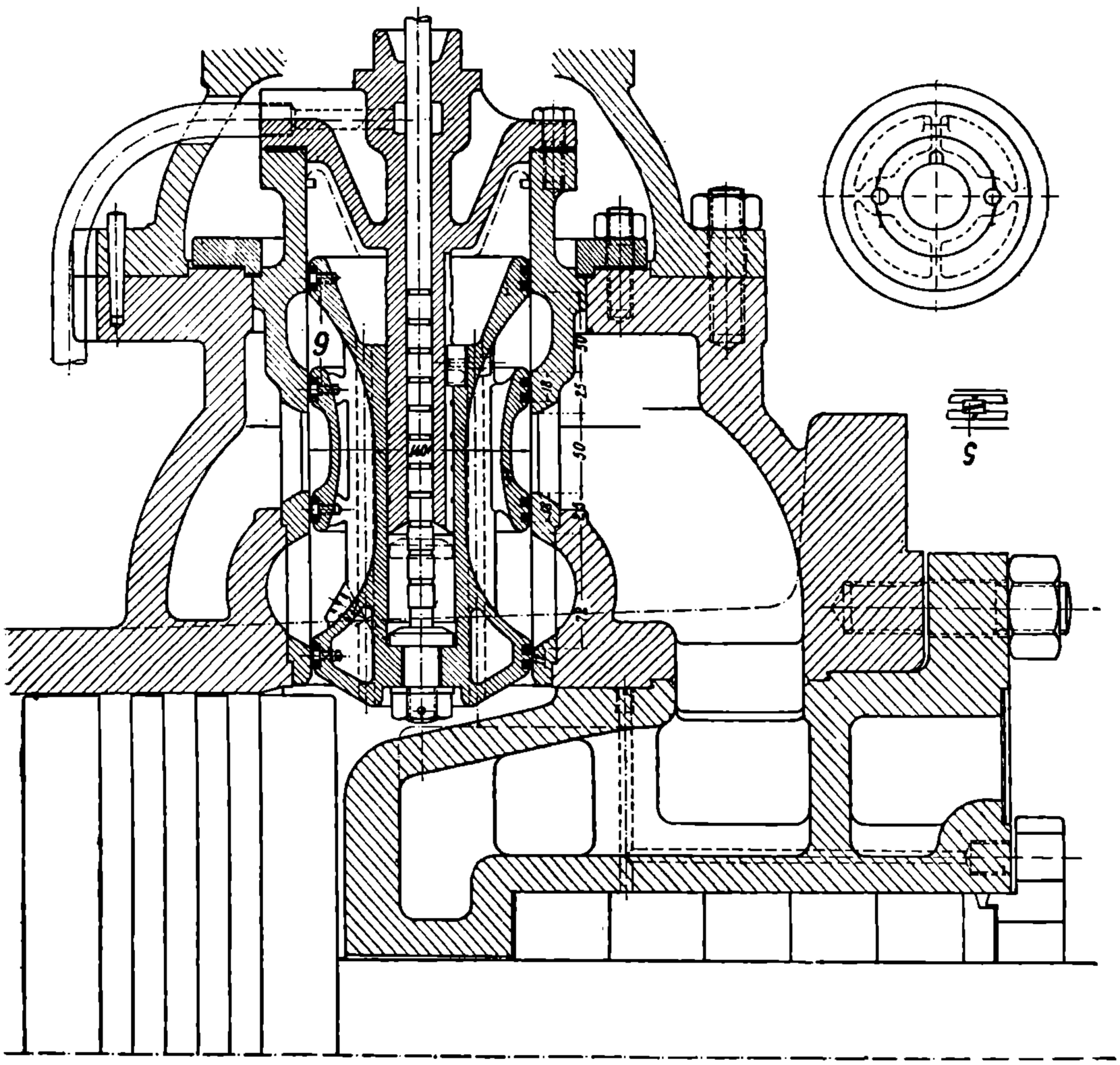
Фіг. 256. Преллівський пароросподіл.

На фіг. 250 показано поперечний розріз через покришку циліндра машини цієї системи (збудованої на виробні Гартмана в Хемніці), в яких впускні клапаки набувають собі руху за допомогою розчіпних механізмів типу кальма-

НБ УДУНТ (ДІТ)

нівського, а випускні — за допомогою простого ексцентрикового механізма з двораменним важелем замість коткого. Розподіл суваків у покришці та конструкцію останньої видно з фіг. 251.

Особливо цікавий найновіший примусовий преллівський механізм спеціяльно спроєктований для розміщення розгляданих суваків. Механізм цей, виображений схематично на фіг. 252, застосовуваний до прямотечійної машини має за мету звести до мінімуму пересування сувака під час ялового його перебігу, починаючи з моменту відсічі до початку впуску.



Фіг. 257. Толоковий сувак Прелля-Гохвальда у виконанні Dingler'sche Maschinenfabrik: 1) вигляд сувака згори; 2) G—замок толокових кілець.

Прості толокові суваки перебувають у безперервному русі, і від цього спрацьовуються їхні кільця й утулок з вікнами. У преллівському механізмі сувак, закривши канал та спустившись на потрібну величину перекривка, залишається на деякий час майже в спокої, починаючи перебіг угору лише близько моменту початку впуску.

Конструкція механізма така: на розподільчому валку міститься ексцентрики b, що зазнають чину плоского регулятора c; кожен із ексцентриків за допомогою тягеля d злучений із корбою e, надягненою на проміжний валок f; останній корбою g надає руху тягелеві h, який за допомогою двораменного важеля i-k та серги l переміщає сувак n.

Розміри та взаємний розполіг частин механізма добрано так, що майже протягом півоберту машини сувак залишається нерухомий. Криву переміщення сувака у функції часу подано на фіг. 253. Від осі абсцис угору відкладено

НБ УДУНТ (ДІТ)

величини відкривання вікон по вишині, униз — перекривка сувака. Вісь абсцис *az* відповідає, таким чином, окрайкові вікон в утулку.

Початок впуску відбувається в точці *a*, в точці *t* буде повне відкривання вікон, у точці *b* — відсіч. У точці *u* сувак зсунутий на максимальну величину перекривка й зберігає її (з невеликим коливання протягом часу *uy*. Майже повна нерухомість сувака за цей час пояснюється таким.

Точка *u* діяграми відповідає точці *u'* на схемі розподілу, коли деталі *k* та *l* розміщаються на одній прямій і приводять сувак у нижнє мертве положення. Коли точка *u'* вийде із цього положення, корба *g* і тягель *h* також розміщаються по одній прямій, зчленовуючись у точці *v'* (точка *v* на діяграмі). Далі приходить у мертве положення *w'* ексцентриситет, після чого в таке саме положення знову стають послідовно деталі *g* — *h* (точка *x'*) та *k* — *l* (точка *y'*).

На фіг. 254—256 подано рисунки й світлини парової машини з описаною системою пароровподілу. Для впуску під час тиску пари до 13 атм вживають простих суваків того самого типу, що й на фіг. 249. При вищих тисках рекомендуються суваки Гохвальд - Прелля, одна з конструкцій яких виображена на фіг. 257. Сувак належить до машини

$$D = 450,\ H = 725,\ n = 150$$

і міститься не на покришці, а над циліндром. З верхніх вікон сувакового утулка пара може проходити в циліндер при піднятому суваку безпосередньо і через внутрішню порожнину сувака. Два отвори, рівнобіжні до осі сувака розвантажують його від тиску пари знизу.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3. Ґрантові пароросподіли

§ 78. Ґранти, їхній розподіл і визначення розмірів

Якщо плоский сувак згорнути довкола осі його переміщення, то вийде циліндричний сувак.

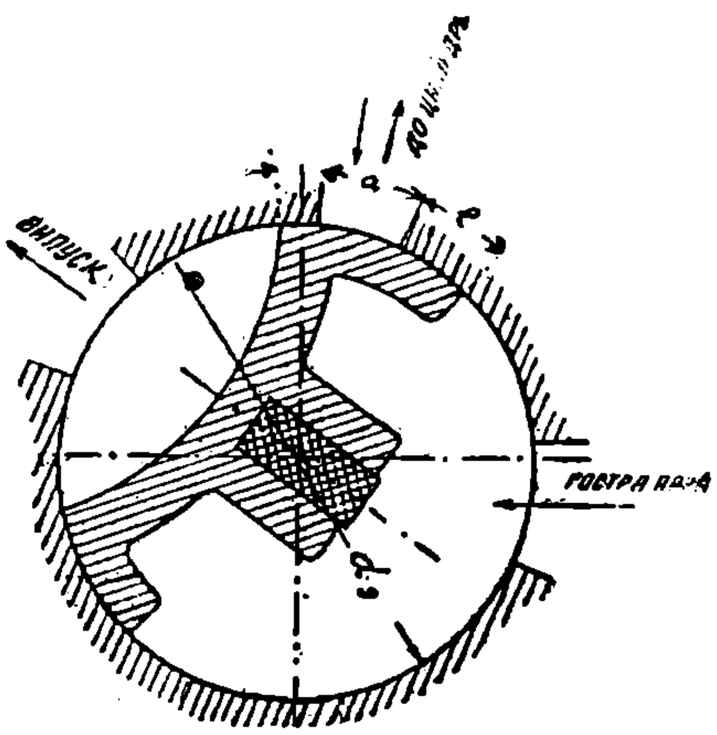
А коли плоский сувак згорнути в циліндер у напрямку, нормальному до вищезазначеного, то ми матимемо уявлення про ґрант, як орган пароросподілу.

У найпростішому випадку циліндер може обслуговувати два ґранти, кожен з яких керує і впуском і випуском з одної порожнини циліндра.

Схему поперечного розрізу такого ґранта подано на фіг. 258. Під чином розподільчого механізма ґрант робить коливально-обертові рухи довкола своєї осі. Верхня лапа ґранта має повну аналогію з лапою плоского сувака. Величини e, i, a мають ті самі вартості, що й у суваковому пароросподілі, але їх виміряють не по прямій лінії, а по дузі кола, радіюса

$$r_s = \frac{d_s}{2}$$

У вдосконаленіших конструкціях ґрантів ставлять чотири, по два на кожну порожнину циліндра. До того ж ґранти розміщають або по два поруч знизу циліндра, або подібно до хлипаків, впускні ґранти розміщають згори, а впускні знизу циліндра. Приклад першої конструкції показано на фіг. 259, другої—на фіг. 260. Із цих фігур з'ясовується й конструкція ґранта. Шпіндель ґранта здебільшого роблять прямокутнього перекрою. Гніздо ґранта з обох боків закрите покришками, з одного боку сліпою, з другого такою, що має защільник для проходження ґрантового шпінделя. На виступну частину останнього надягають корбу, що влучається з розподільчим механізмом. Впускний ґрант на фіг. 259 має тріківський канал.



Фіг. 258. Поперечний розріз ґранта.

Повідню ґрантів звичайно здійснюють за допомогою одного ексцентрика, тягель якого злучений із розподільчим кружалом. Приклад такої конструкції показано на фіг. 261. У різних точках розподільчого кружала до нього прилучено тягелі окремих ґрантів. На фіг. 262 подібну ж повідню показано в застосуванні до сторчової машини.

Визначають розміри ґрантів на тих самих підставах, що й для інших органів пароросподілу.

Ширина впускного вікна

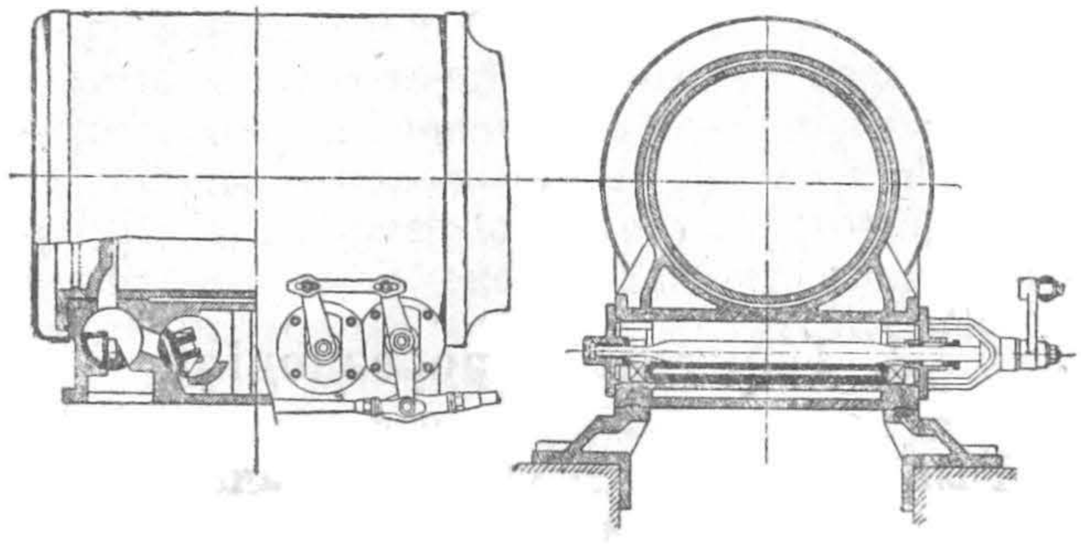
$$a = \frac{f}{h},$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

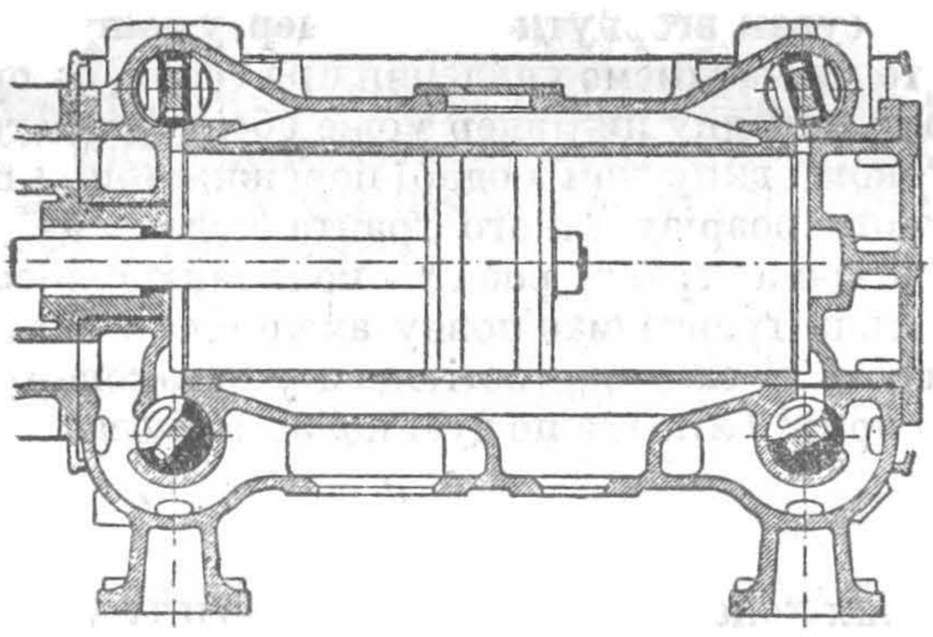
де f — площа перекрою вікна, вирахувана певним способом (див. § 43).
h — вишина канала (робоча довжина ґранта); звичайно

$$h = 0{,}8\,D \div D$$

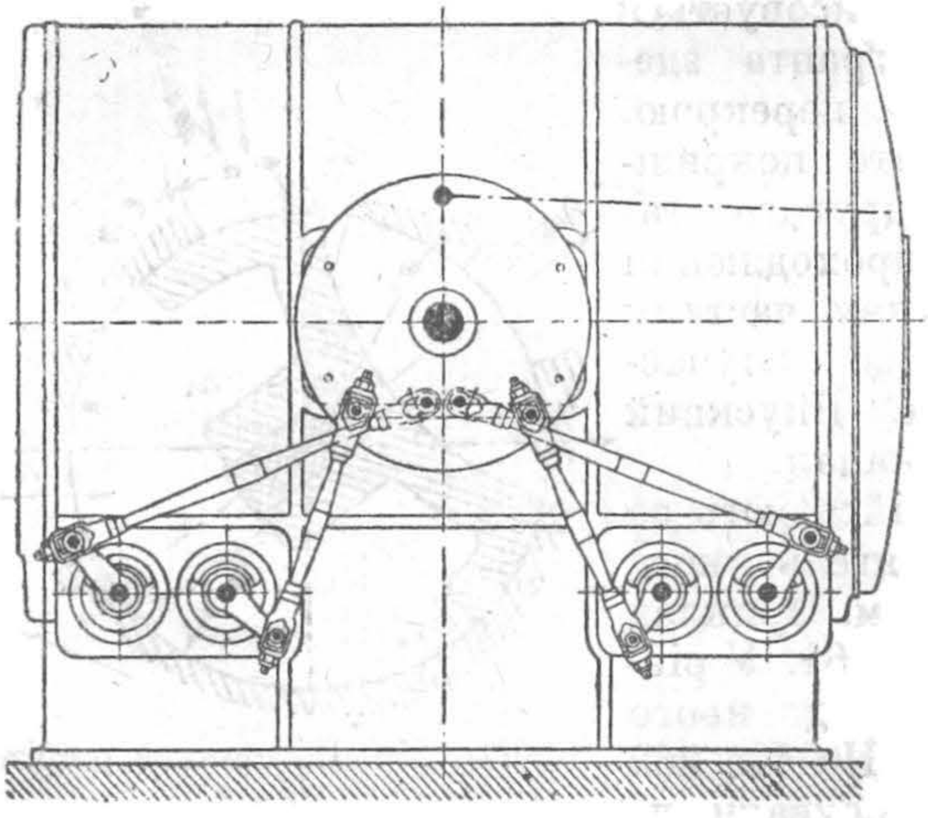
(D — діяметр циліндра)



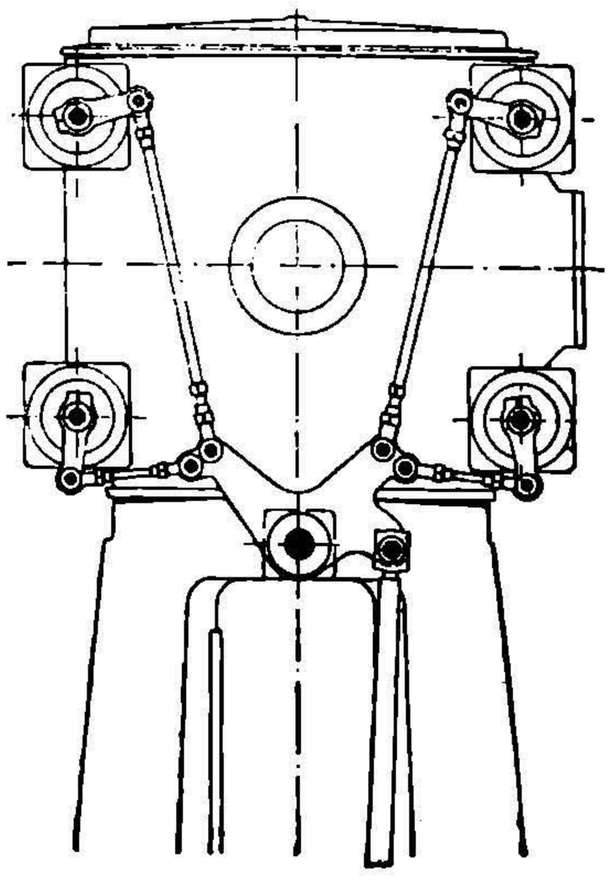
Фіг. 259. Циліндер машини з ґрантовим пароросподілом.



Фіг. 260. Циліндер машини з ґрантовим пароросподілом.



Фіг. 261. Повідня до ґрантів у поземній машині.



Фіг. 262. Повідня до ґрантів у сторчовій машині.

Діяметр ґранта роблять звичайне

$d_s = 4{,}5a \div 5{,}5a$ — коли ґрантів два,
$d_s = 4a \div 5a$ — коли ґрантів чотири.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При цьому бажано, щоб

$$d_s = \frac{D}{3} \div \frac{D}{5}$$

Ґранти роблять із чавуну.

Ґрант повинен бути пришліфований у гарячому стані і мати належну мастильну злагоду.

Ґрантові пароросподіли широко розповсюджено в Америці і від імени конструктора їх часто звуть корліссівськими розподілами.

У европейських машинах ґрантів вживають значно рідше, а на сьогодні вони й зовсім виходять із ужитку.

Хоч ґранти, як органи розподілу, і мають певні переваги, як, наприклад, мала величина шкідного простору, простота та дешевість виготовлення, але в сучасних машинах вони не можуть задовольнити основним вимогам, які ставлять до пароросподілів.

Здебільшого ґранти не зрівноважені, при високій температурі пари жолобляться, порівнюючи швидко спрацьовуються та втрачають щільність прилягання. При простій ексцентриковій повідні не можна дійти малих мір наповнення і не можна застосувати кількісного реґулювання. А системи повідневих механізмів, що допускають здійснення того й другого дуже складні, дорого коштують і неконструктивні.

У зв'язку з вищевикладеним ми обмежимось розглядом лише найпростіших ґрантових розподілів.

§ 79. Сувакові діяграми в застосуванні до ґрантових розподілів

В разі безпосереднього зачіпляння ексцентрикового тягеля з важелем ґранта, останній приблизно рівномірно хитається відносно свого середнього положення. Переміщання кінця ексцентрикового тягеля можна визначити для першого-ліпшого моменту за допомогою сувакової діяграми Цайнера або Мюллера. Обертове переміщання ґранта при цьому можна виміряти дугами кола, діяметр якого дорівнює діяметрові ґранта. Це переміщання буде в стільки разів менше від переміщання кінця ексцентрикового тягеля, у скільки разів радіюс ґранта $\frac{d_s}{2}$ менший за довжину повідневого важеля.

Якщо на Мюллеровій діяграмі (фіг. 263) обвести з точки O_1 дугу радіюсом

$$O_1E = \frac{d_s}{2},$$

що проходить через точки E та E_1, то переміщання ґранта виміряється відтинками цієї дуги. На діяграмі відзначено величини a, e, i, які виміряються на поверхні утулка ґранта («ґрантової ковзанки»), і відкладено на фіг. 258.

Проєктування ґранта в цьому разі відрізняється від проєктування коробчастого сувака тільки тим, що беремо на увагу круговий шлях ґранта.

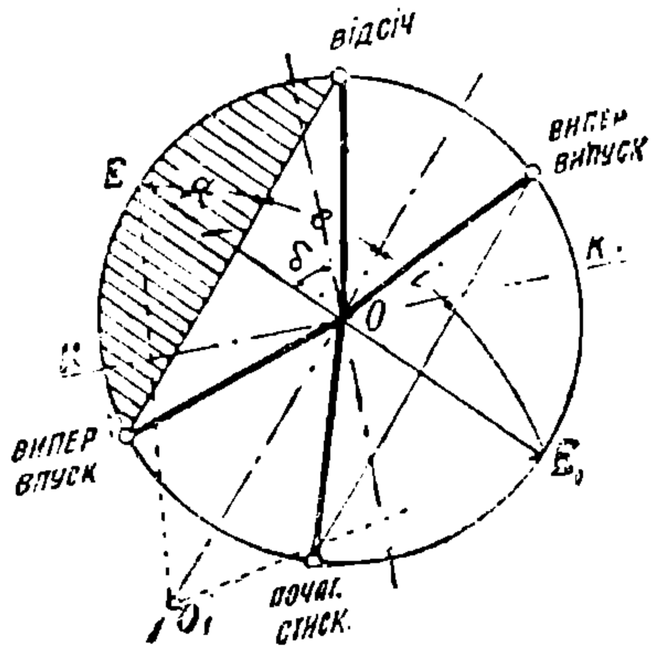
У конструкціях з розподільчим кружалом ґрант не коливається рівномірно відносно свого положення, що відповідає середньому положенню кінця ексцентрикового тягеля.

На фіг. 264 в S міститься центр розподільчого кружала, в яким ексцентриковий тягель злучається в точці a_m. Із точками b_m та d_m злучені тягелі T, що ведуть до ґрантів для випуску (ліворуч) та для впуску (праворуч). Точки a_m, b_m, c_m стосуються до середнього положення механізма.

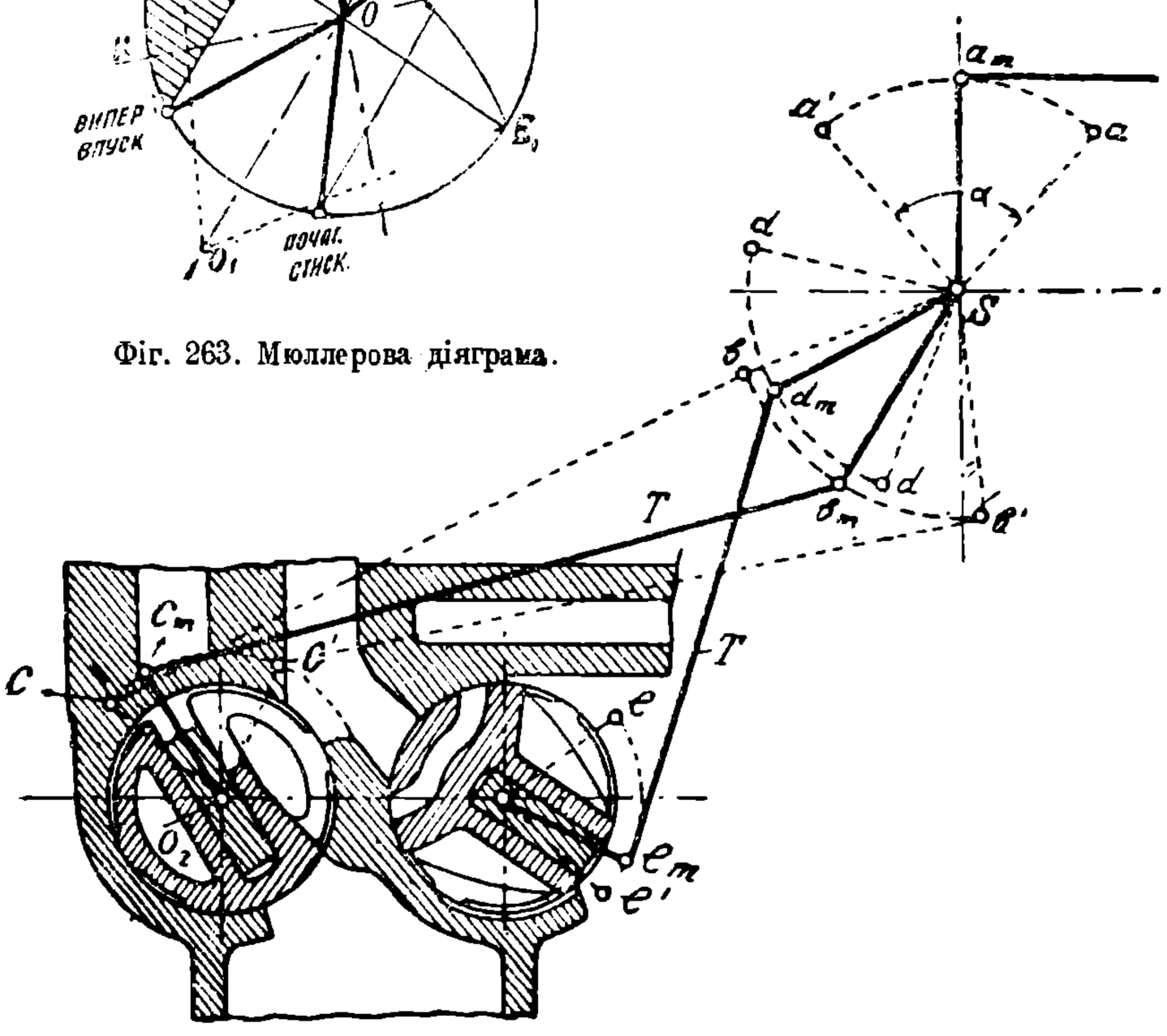
Крайні положення кінця ексцентрикового тягеля містяться в точках a та a', симетрично розміщені відносно точки a_m. Також симетрично відносно точки b_m розміщені b та b'. Якщо з цих точок зробити зачерки довжиною тягеля T на дугу радіюса O_2c_m, то визначається крайні положення ґрантового важеля в точках c та c' До того ж cc_m значно менше за $c'c_m$. Точка e_m для другого ґранта також не розміщена посередині шляху ee'.

НБ УДУНТ (ДІТ)

З огляду на викладене, за допомогою Мюллерової діяграми можна визначити лише переміщення точки a, до того ж на фіг. 263 у цьому разі радіюс O_1E повинен бути взятий рівний із Sa (фіг. 264).



Фіг. 263. Мюллерова діяграма.



Фіг. 264. Схема ґрантового пароросподілу.

А переміщення точки c, а разом з нею і ґранта находимо відповідною побудовою за фіг. 264.

Час, що витрачається на проходження шляхів $c'c_m$ та cc_m однаковий, тому швидкість на першій частині більша, ніж на другій. Цю обставину використовують так, що за час проходження шляху cc_m ґрант тримає канал закритим, а відкривання та закривання канала відбуваються при більшій швидкості на частині $c'c_m$.

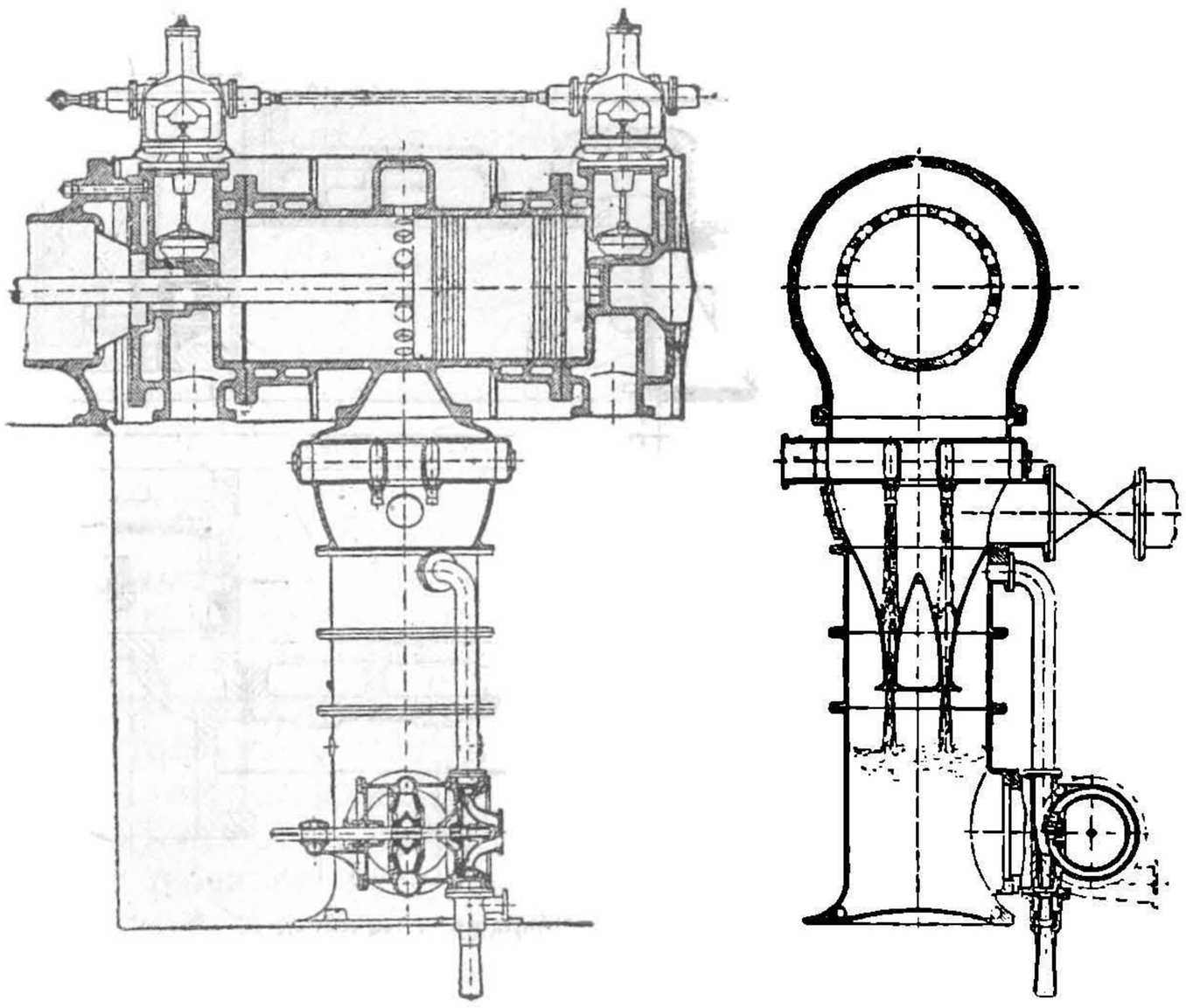
НБ УДУНТ (ДІІТ)

4. Розподіл випуску, яким керує толок машини

§ 80. Конструкції проф. Штумпфа

Теорію прямотечійних машин розглянуто в § 11-е та § 16-е. На фіг. 18 (стор. 33) наведено схему цієї машини, а в § 17 — приклад побудови індикаторної діяграми. Позему та сторчову конструкцію машини подано на фіг. 211 та 238.

Вікна для випуску пари роблять або прямокутньої форми, або круглої,



Фіг. 265. Штумпфівська машина.

або ромбічної. Для того, щоб пом'ягшити рвачкий випуск пари з машини (див. § 11-е), найдоцільнішою формою вікон є кругла.

Для розрахунку перекрою вікон формула (32), якої звичайно вживають (стор. 82), непридатна, бо випуск відбувається при малій швидкості толока, і вікна, принаймні на початку випуску, слід розглядати, як сопла. Детальну теорію випуску пари вікнами Штумпф дає в своїй книзі «*Die Gleichstromdampfmaschine*», 3 *Aufl.* Ми наведемо тут таблицю, на підставі якої Штумпф пропонує розрахувати перекрій вікон.

У цій таблиці позначають:

p_e — тиск наприкінці розширення в ата,

НБ УДУНТ (ДІТ)

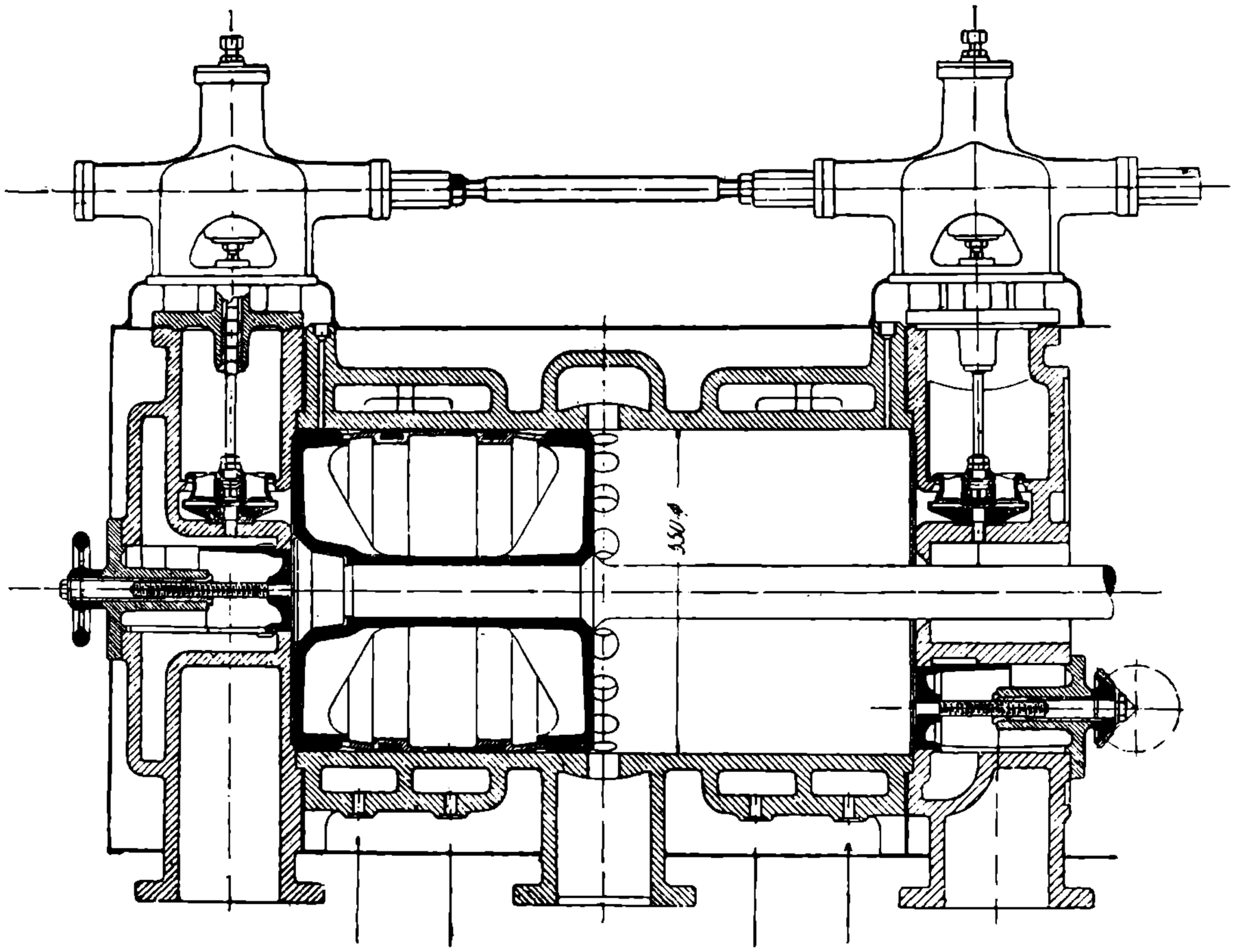
p_2 — » під час випуску в ата,
f_o — загальний перекрій вікон в см² для $A = 1$, до того ж

$$A = D^2 Hn$$

(D — діяметр циліндра в м, H — перебіг толока в м.
n — число обертів)

p_e / p_2	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	6
fo	8,33	11,45	13,25	14,6	15,5	16,4	17,1	17,7	18,2	18,7	19.1	19,5

Таблицю складено з припущенням, що машина робить на конденсацію



Фіг. 266. Циліндер штумпфівської машини.

і що довжина вікон становить $10^0/_0$ від перебігку толока.

Дійсний перекрій вікон.

$$f = Af_o$$

П р и к л а д.

Розрахувати перекрій випускних вікон для штумфівської машини таких розмірів:

$$D = 400 \text{ мм}; \; H = 500; \; n = 150$$

Тиск наприкінці розширення $p_e = 1{,}6$ ата.
Тиск у конденсаторі: $p_c = 0{,}03$ ата.
Відношення

$$\frac{p_e}{p_2} = \frac{1{,}6}{0{,}03} = 53{,}4$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Із таблиці

$$f_o = 19 \text{ см}^2$$

Величина

$$A = 0{,}4^2 \quad 0{,}5 \,.\, 150 = 12$$

Тому

$$f = 19 \,.\, 12 = 228 \text{ см}^2$$

Для круглих вікон, діяметр кожного вікна

$$d = 0{,}1 \,.\, H = 0{,}1 \,.\, 50 = 5 \text{ см}$$

Перекрій кожного вікна

$$f_1 = \frac{\pi \,.\, 5^2}{4} = 19{,}63 \text{ см}^2$$

Відкіля, число вікон

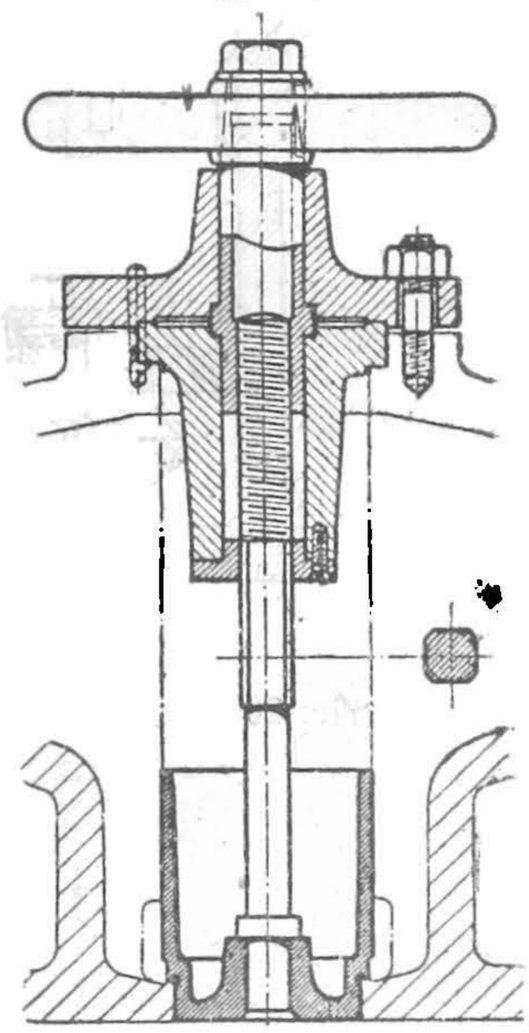
$$i = \frac{228}{19{,}63} \cong 12$$

Перекрій паровипускної труби повинен дорівнювати або бути більшим за перекрій вікон.

Випускний перекрій, розрахований за вищезазначеною методою, такий великий, що втрати тиску пари, під час проходу вікнами, не буває. У зв'язку з високим вакуумом, якого вживають у штумпфівських конденсаторах, бажано уникнути втрат і в паровипускній трубі. Для цього конденсатор прямотечійних машин звичайно розміщають безпосередньо під випускним патрубком циліндра, як показано на фіг. 211, а також на фіг. 265.

Під час вивчання індикаторної діяграми штумпфівської машини (див. § 16-е), було звернуто увагу на високу міру стиску в цих машинах; через це під час роботи на атмосферу доводиться штучно збільшувати шкідний простір.

На фіг. 266 подано одну з конструкцій прямотечійного циліндра, на якій ясно видно хлипак до додаткового шкідного простору. Детальну конструкцію такого хлипака показано на фіг. 267. У деяких випадках застосовують хлипака, що автоматично відкривається, коли підвищується тиск випуску.



Фіг. 267. Хлипак до додаткового шкідного простору.

Додатковий шкідний простір, звичайно, зводить нанівець усі переваги прямотечійної конструкції; тому, останніми часами проф. Штумф запропонував інший спосіб зменшувати міру стиску.

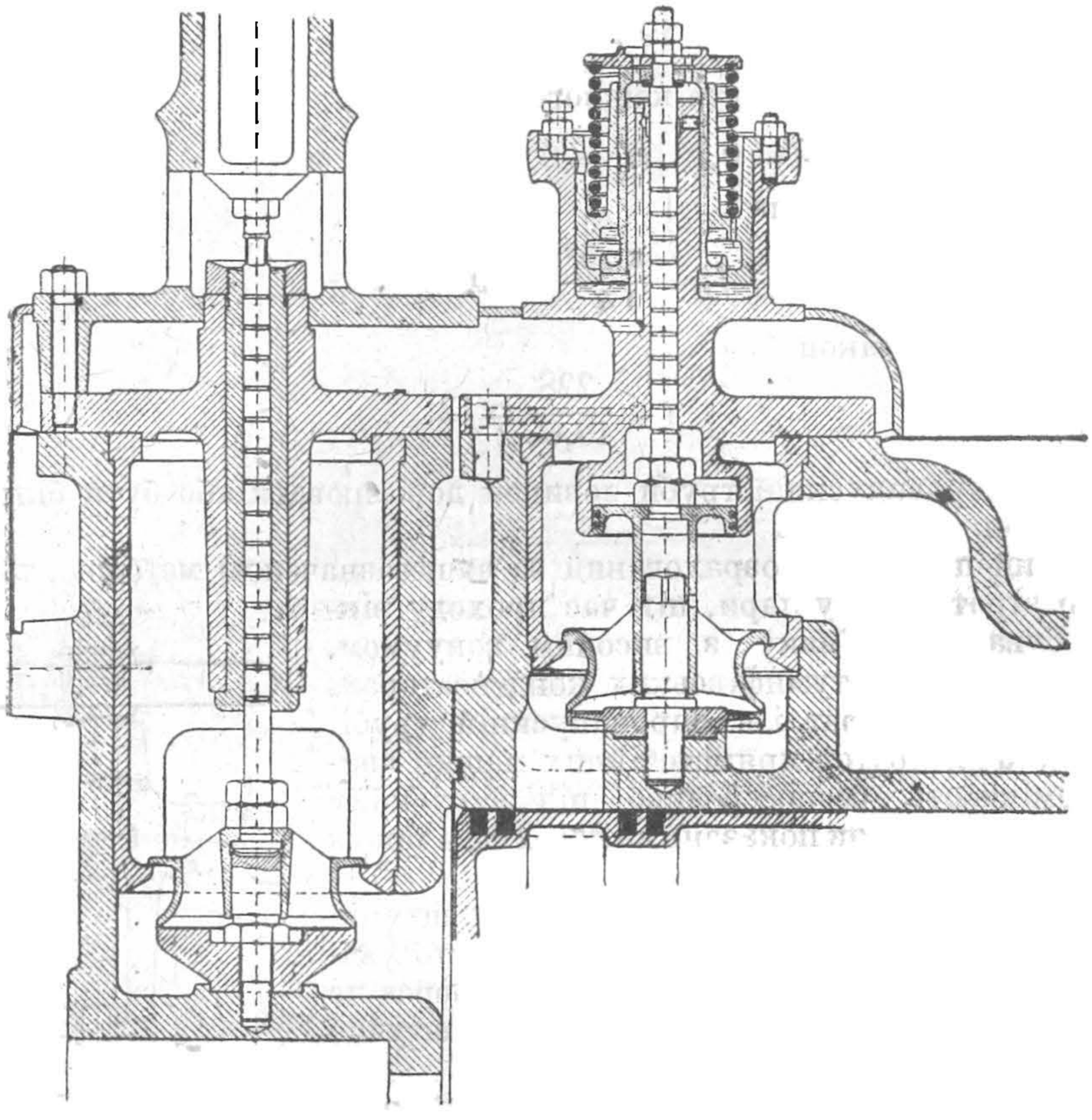
На кінцях циліндра розміщають додаткові хлипаки для випуску пари, що чинять автоматично (фіг. 268). Пружина, закладена вгорі хлипака, намагається його підняти; цьому заважає тиск пари на малий толок, вилитий разом із хлипаком; нижня частина цього толока злучена з випускним простором, верхня — з відповідною порожниною циліндра. Під час впуску та розширяння зайвий тиск пари перевищує силу пружини, і хлипак залишається закритий. Під час випуску тиск по обидва боки толока зрівноважується і хлипак відкривається, додатково випускаючи пару. Сідає хлипак безшумно бо є олійний відпружник.

Під час роботи на конденсацію простір над толоком хлипака може ввесь час бути злучений з паропроводом гострої пари, отже хлипак увесь час закритий. Коли переходять на роботу з протитиском, простір над толоком хлипака злучають із циліндром.

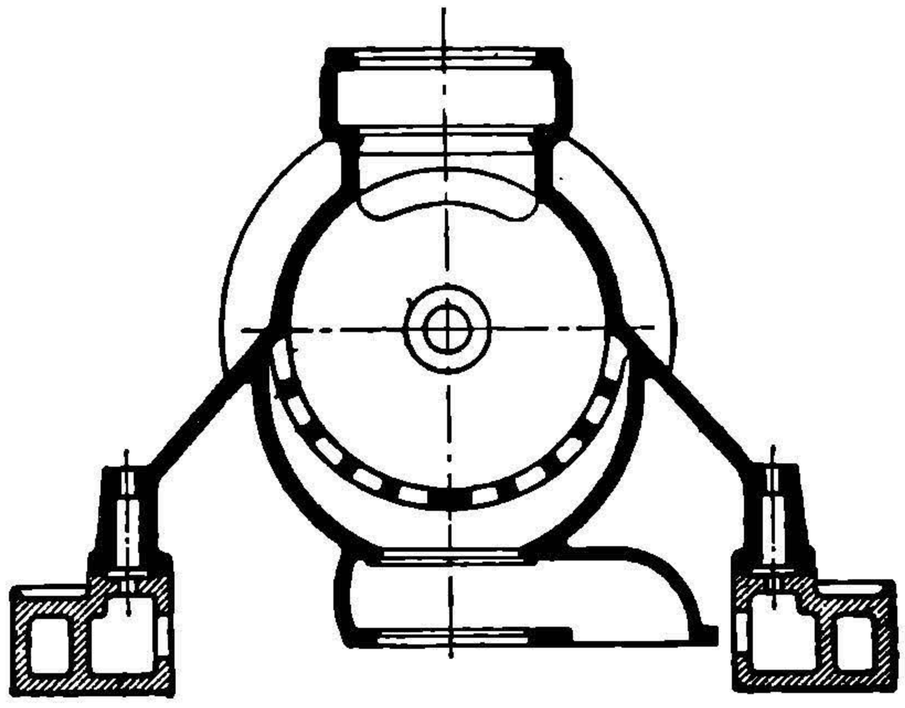
НБ УДУНТ (ДІТ)

Такі хлипаки можуть бути й не автоматичні, а з повідцею від розподільчого валка машини.

Стиск пари в циліндрі починається з моменту закривання толоком вікна, що веде до додаткового хлипака. Таким чином, і тут випусканням керує



Фіг. 268. Циліндер штумпфівської машини з додатковим випускним хлипаком.

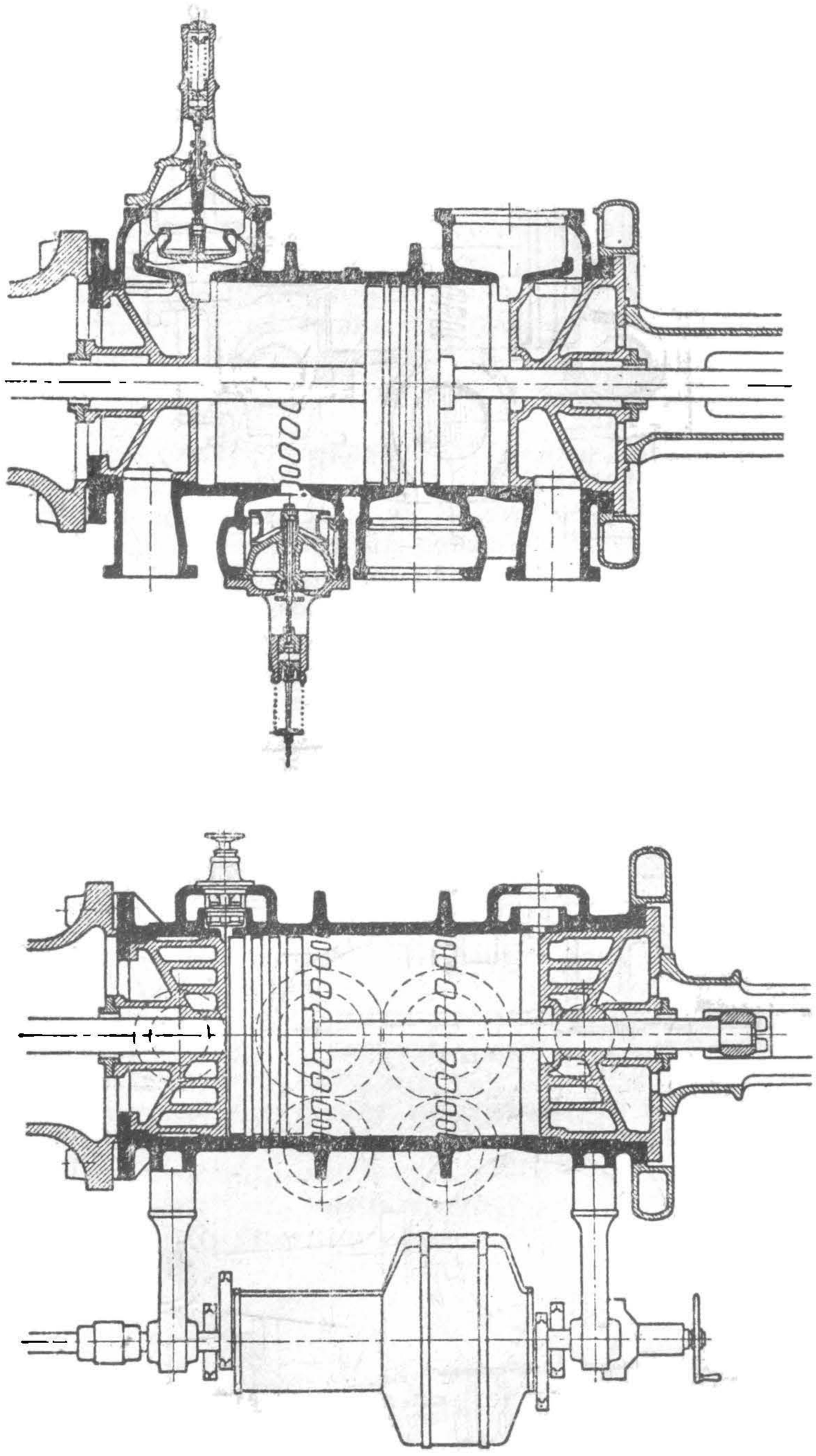


Фіг. 269. Поперечний розріз циліндра машини Хунґерової сист.

толок машини, і тривалість стиску встановляється залежно від розпологу додаткового хлипака по довжині циліндра.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Не зважаючи на вдалу конструкцію й зручність розміщення додаткових хлипаків щодо можливости зберегти малий шкідний простір, застосування штумпфівських машин для постійної роботи на атмосферу або з протитиском



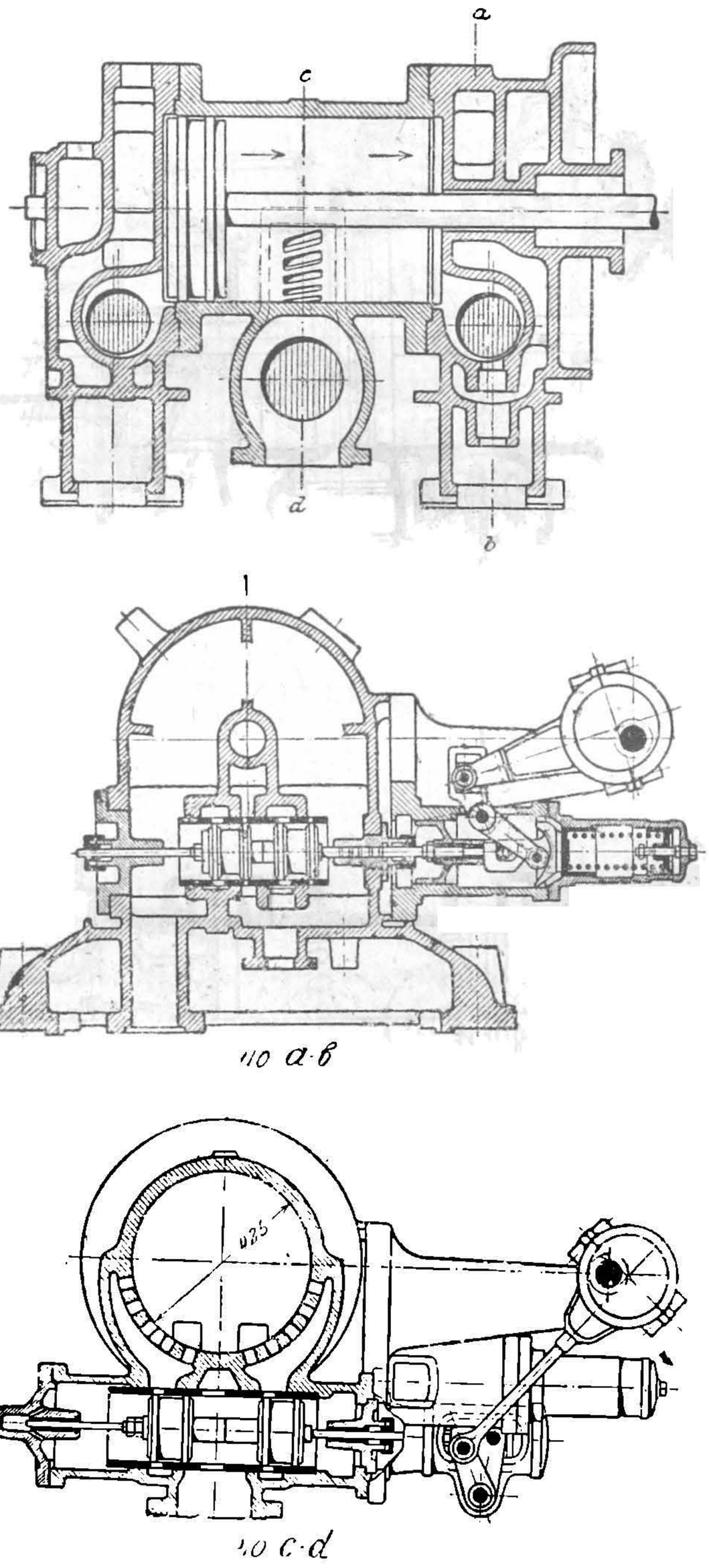
Фіг. 269 а. Циліндер прямотечійної машини Хунґерової сист.

залишається некорисне: конструкція з додатковим хлипаком не має жодних переваг перед машинами звичайного типу, бо вона значно складніша за просту прямотечійну машину, та й самий принцип прямотечійности тут порушено.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 81. Прямотечійні машини з комбінованим розподілом випуску

Велика міра стиску в штумпфівських машинах, а також значна довжина толока й парового циліндра були за підвалину до появи прямотечійних машин з вікнами; випуском із цих вікон керують не тільки толоком, але й



Фіг. 270. Прямотечійна машина Саксонської машинобудівельної виробні.

спеціяльними хлипаками (або суваками), які в певні моменти закривають випускний канал із циліндра.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Схеми таких машин розглянуто раніше. Крім зменшення міри стиску, вони відрізняються від штумпфівських машин коротким толоком і нормальною довжиною цілиндра.

На фіг. 269 подано конструктивний рисунок машини, що працює за однією із цих схем.

Циліндер цієї машини, що запатентував інж. Хунґер має два ряди випускних вікон, вихід із яких прикривають хлипаки, якими керує розподільчий валок. Під час руху толока з лівого боку праворуч (під час впуску та розширяння) обидва випускні хлипаки закриті. Коли лівий окрайок відкриє правий ряд вікон, одночасно з цим відкриваються обидва хлипаки й відбувається попередження випуску. Під час дальшого руху толока праворуч і назад, випуск відбувається через обидва ряди вікон. Потім толок закриває спочатку правий, а потім і лівий ряд вікон, після чого починається стиск. Випускні хлипаки ввесь цей час відкриті; кожен із них закривається лише на час впуску та розширяння у власній порожнині циліндра.

Трохи іншу конструкцію циліндра подано на фіг. 270 (конструкція Саксонської машинобудівельної виробні).

Тут є лише один ряд вікон, випуском із якого керує толоковий сувак. При лівому мертвому положенні толока сувак, показаний в розрізі по *cd*, тримає випускний канал відкритим. Після закривання вікон правим окрайком толока, сувак перекриває й канал. Він відкривається знову незадовго до приходу толока в праве мертве положення, щоб здійснити попереджання випуску. Коли толок іде ліворуч, з лівої порожнини відбувається випуск пари, що триває до моменту закривання вікон лівим окрайком толока. У цій конструкції, таким чином, моментом початку випуску керує сувак, а моментом початку стиску—толок.

За впускний орган пароросподілу править також циліндричний сувак, показаний в розрізі по *ab*.

Обидві розглянуті конструкції не мають хиб штумпфівських машин, у них збережений принцип прямотечійности (найважливіше те, що гостра пара не стискається з випускними вікнами) проте конструкції машин складніші за штумпфівські системи й мало відрізняються від машин звичайного типу.

Характерно відзначити, що конструктори обох машин скористалися однією з найудаліших конструкцій штумпфівської машини, а саме, обигрівом покришок циліндра. У хунґерівській машині при цьому хлипакові коробки вилито разом із циліндром, так що гостра пара, входячи патрубком, унизу циліндра проходить через покришку й виходить бічним каналом у хлипакову коробку. Припасовування покришок у цій конструкції повинно бути дуже старанне. Не зважаючи на невисоку міру стиску, машина має все таки додатковий шкідний простір невеликого об'єму, яким є порожнини, прилиті до циліндра. Застосовані в машині Саксонської виробні суваки корисно відрізняють конструкцію машини: пароросподіл у ній досить простий і в той самий час надійний. Взагалі обидві описані системи можна поставити поруч із кращими конструкціями одноциліндрових машин.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Частина III

ЗАКОНИ КОРБОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

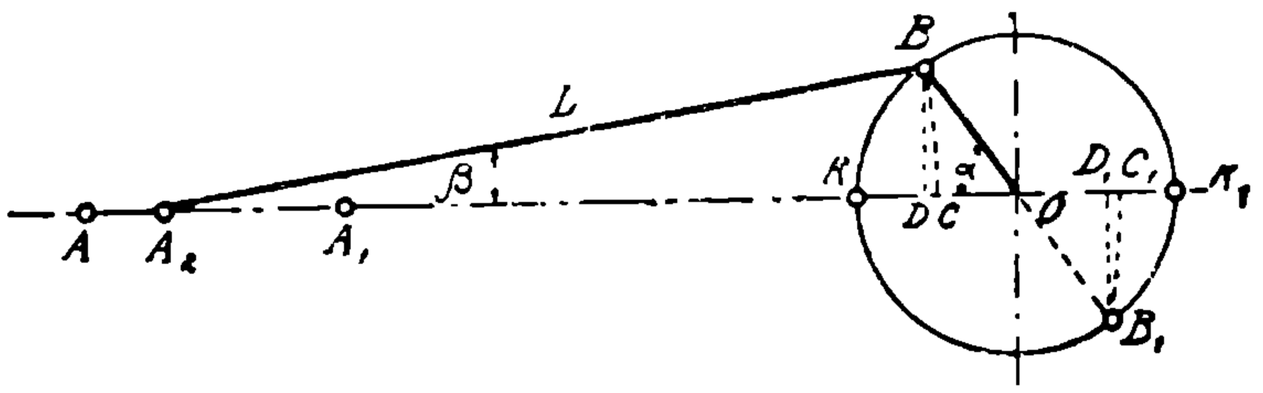
1. Корбовий механізм та розрахунок маховика

§ 82. Корбовий механізм

На фіг. 271 подано схему корбового механізму парової машини.

Мертве положення корби: OK та OK_1. Їм відповідають положення ковзанця в точках A та A_1, при чому

$$AA_1 = KK_1^*$$



Фіг. 271. Схема корбового механізма.

Коли корба повернеться на кут α в положення OB, то ковзанець переміститься в точку A_2, а гонок матиме напрям по лінії A_2B.

Кут нахилу гонка позначимо β. Якщо з точки A радіюсом, що дорівнює довжині гонка L, провести дугу, то вона перетне поземий діяметр у точці C, при чому, очевидно,

$$KC = AA_2$$

Відтинок KC являє собою величину зсову толока, коли корба повернеться на кут α.

Запровадимо позначення: радіюс корби

$$OB = R,$$

переміщення толока

$$KC = x$$

Спустімо нормалю BD з точки B на лінію KK_1.

$$x = KC = KD + DC$$

Визначмо кожну з величин KD та DC окремо.

1) $KD = OK - OD$.

Тому що

$$OD = R \cos \alpha$$

то

$$KD = R(1 - \cos \alpha)$$

---

* На фіг. 271 через недогляд відтинок AA_1 не дорівнює KK_1.

НБ УДУНТ (ДІТ)

2) $DC = A_2C - A_2D$.
$A_2C = A_2B$ — являє собою довжину гонка L.
З трикутника A_2BD знаходимо

$$A_2D = \sqrt{A_2B^2 - BD^2} = \sqrt{L_2 - (R\sin\alpha)^2} = L\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha}$$

Тому,

$$DC = L\left(1 - \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha}\right)$$

Добуваючи наближений корінь, можемо покласти:

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{2L_2}\sin^2\alpha} = 1 - \frac{1}{2}\frac{R^2}{L_2}\sin^2\alpha$$

Справді:

$$\left(1 - \frac{1}{2}\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha\right)^2 = 1 - \frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha + \frac{1}{4}\frac{R^4}{L_4}\sin^4\alpha$$

Останнім членом у правій частині ми можемо вільно знехтувати, тому що

$$\left(\frac{R}{L}\right)^4 \cong \left(\frac{1}{5}\right)^4 < 0{,}002 \text{ і } \sin\alpha < 1$$

Тому,

$$\sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha} \cong 1 - \frac{1}{2}\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha$$

Взявши це на увагу, знайдемо

$$DC = L\frac{1}{2}\frac{R^2}{L_2}\sin^2\alpha = \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin^2\alpha$$

Визначивши KD й DC, знайдемо:

$$x = KC = KD + DC = R(1 - \cos\alpha) \mp \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin^2\alpha \qquad (45)$$

Знаки $\mp$ поставлено для того, щоб узагальнити формулу на все коло обертання корби. Якщо корба перебуває в нижньому півколі і займає положення OB_1, під тим самим кутом α до поземого діяметра, то виконавши побудову, аналогічну з попередньою, ми знайдемо точки C_1 та D_1, при чому зсов толока з правого мертвого положення

$$K_1C_1 = K_1D_1 - D_1C_1$$

Величини:

$$K_1D_1 = KD \text{ і } D_1C_1 = DC$$

Тому, в виразі для x абсолютні вартості величин залишаться без зміни, а знак перед другим членом буде від'ємний.

Якби гонок був безконечно довгий, то зсов толока, коли корба повернеться на кут α, визначив би відтинок

$$KD = R(1 - \cos\alpha);$$

другий член формули (45) зумовлено тим, що гонок має конечну довжину, і перетворюється на нуль при $L = \infty$.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 83. Сила інерції

Загальна формула для сили інерції тіла масою m, що рухається з пришвидшенням j:

$$U = -mj$$

(знак мінус показує, що сила інерції спрямована проти руху).

Щоб визначити силу інерції зворотно-рухомих мас у паровій машині, знайдімо швидкість їх, а далі й пришвидшення.

Швидкість толока:

$$v = \frac{dx}{dt}$$

Диференціюючи рівняння (45), знайдемо:]

$$v = R\left(\sin\alpha \pm \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin 2\alpha\right)\frac{d\alpha}{td}$$

Тому що

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$$

(кутова швидкість обертання), то

$$v = \left(R\sin\alpha \pm \frac{1}{2}\frac{R^2}{L}\sin 2\alpha\right)\omega$$

Пришвидшення руху:

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \left(R\cos\alpha \pm \frac{R^2}{L}\cos 2\alpha\right)\omega^2 \qquad (46)$$

Масу зворотно-рухових частин ми будемо відносити до 1 см² толокової площі. Позначимо вагу цих частин Gh.

Відношення

$$\frac{Gh}{F} = q$$

являє собою вагу рухомих частин, що припадає на 1 см² толокової площі. Масу тих самих частин визначає формула:

$$m = \frac{q}{g},$$

де

$$g = 9{,}81 \text{ м/сек.}^2$$

Підставивши в формулу (46)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60},$$

можна визначити силу інерції зворотно-рухомих мас:

$$U = -\frac{q}{g} \cdot \frac{4\pi^2 n^2}{3600}\left(R\cos\alpha \pm \frac{R^2}{L}\cos 2\alpha\right)$$

Маючи на увазі, що $\pi^2 \cong g$,

$$U = -q\,R\,\frac{n^2}{900}\left(\cos\alpha \pm \frac{R}{L}\cos 2\alpha\right) \qquad (47)$$

§ 84. Сили, що чинять у корбовому механізмі

До толока машини прикладено силу P (фіг. 272), що передається на коваанець. В точці A_2 цю силу можна розкласти на 2 складові: на силу N, нормальну до осі машини, та на силу S, вздовж гонка.

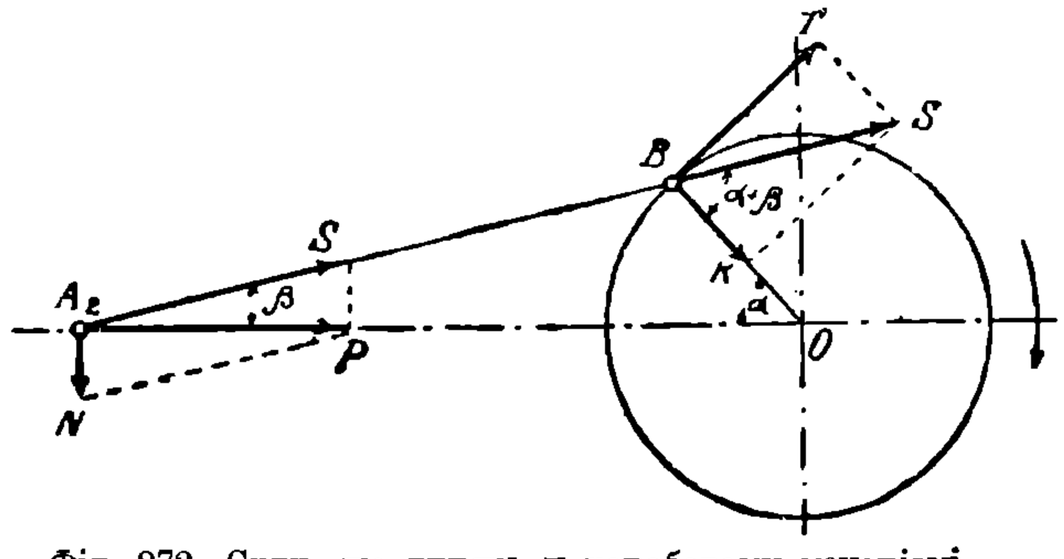
НБ УДУНТ (ДІІТ)

З фіг. 272 випливає:

$$S = \frac{P}{\cos \beta}$$

Сила N, прикладена до ковзанця, спричиняє тиск на ковзулі машини. На величину цієї сили треба розраховувати опорну поверхню ковзанця з тим, щоб питомий тиск на ковзулі становив $2 \div 3$ кг/см^2.

Треба відзначити, що при правому обертанні машини (від циліндра) сила N завжди спрямована вниз, так що можна обійтися самою нижньою ковзулею (це іноді й вживають), а якщо машина має ліве обертання, то сила N завжди спрямована вгору, і ковзулі машини мають бути подвійні.



Фіг. 272. Сили, що чинять у коробовому механізмі.

Перенесімо силу S у точку B і розкладімо її на 2 складові: одну — спрямовану по дотичній до точки B (сила T), і другу, нормальну до неї, спрямовану по корбі BO (сила K).

Сила T (танґенціяльна) є рухова сила машини, вона обертає корбу та вал.

З трикутника при точці B, що його утворюють сили T та S, ми можемо визначити величину сили T.

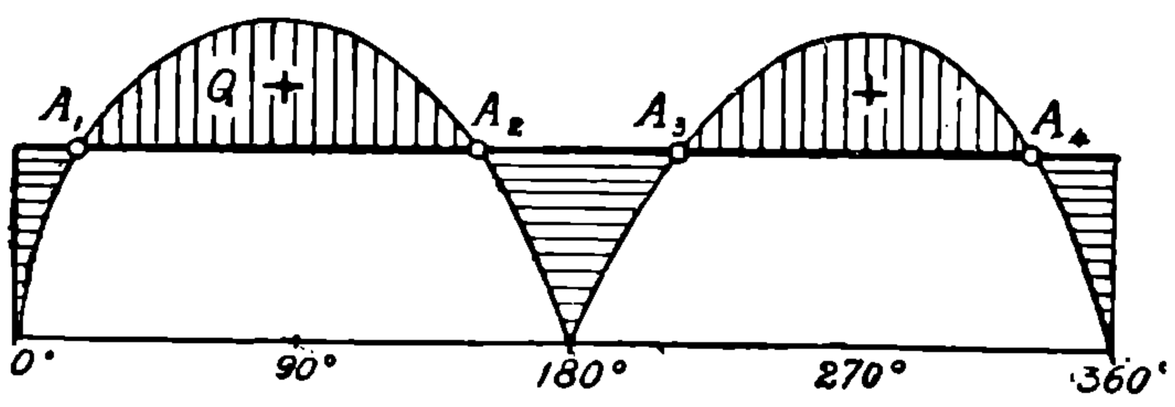
Кут SBK, як зовнішній щодо трикутника A_2BO, дорівнює сумі двох внутрішніх кутів, з ним несумежних, цебто

$$\angle SBK = \alpha + \beta$$

Тому,

$$T = S \sin (\alpha + \beta) = \frac{P}{\cos \beta} \sin (\alpha + \beta) \qquad (48)$$

Рухова сила змінюється отже залежно від кута повороту корби.



Фіг. 273. Діяграма танґенціяльних зусиль.

Коли $\alpha = 0$, то $\beta = 0$ й $T = 0$.

Коли кут α збільшується, сила T зростає, доходячи максимуму при $\alpha \approx 90°$ (якби гонок був безконечно довгий, то T_{max} відповідала б точно кутові $\alpha = 90°$). Коли корба проходитиме дальший квадрант, сила T спадає.

Коли α дорівнює 180°, знову $\beta = 0$ й $T = 0$.

Той самий закон лишається й тоді, коли корба проходить нижнє півколо.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Якщо ми розгорнемо коло обертання корби в просту лінію з поділками від $0°$ до $360°$ і відкладемо на ординатах відповідні величини обводових зусиль, то матимемо криву танґенціяльних кривих (фіг. 273).

Вважаючи обтяг машини за час одного оберту за сталий, силу опору на цій діяграмі можна подати простою лінією. На протязі поземо зарискованих частин, сила опору перевищує рухову силу; на частинах, зарискованих сторч, маємо зайвину рухової сили.

Площа діяграми — це робота сили рухової та сили опору. Робота обох сил за повний оберт машини при усталеному стані однакова, так що від'ємні площинки діяграми дорівнюють додатним, а кутова швидкість обертання протягом одного оберту нестала й коливається від деякого мінімуму до максимуму.

Припустімо, що в точці A_1 кутова швидкість дорівнює ω_1 На відтинку A_1A_2 рухова сила перевищує силу опору, корба набуває деякого пришвидшення, що збільшує кутову швидкість доти, поки рухова сила не зрівняється з обтягом.

Тому в точці A_2 рухова швидкість

$$\omega_2 > \omega_1$$

На відтинку A_2A_3 матимемо зворотне явище: рухова сила менша за обтяг, кутова швидкість спадає, і в точці A_3:

$$\omega_3 < \omega_2$$

Далі кутова швидкість знову зростає і в точці A_4 доходить величини

$$\omega_4 > \omega_3$$

Позначмо найбільшу із зарискованих зайвинних (додатних чи від'ємних площ діяграми Q кг.

Момент інерції обертових мас позначмо — J.

Тому що зайвина роботи йде на приріст рухової енергії обертових мас, то:

$$\frac{J}{2}(\omega_2^2 - \omega_1^2) = Q$$

або взагалі

$$J\frac{\omega^2_{max} - \omega^2_{min}}{2} = Q \qquad (49)$$

де ω_{max} та ω_{min} — максимальна та мінімальна вартості кутової швидкости на одній з дільниць корбового шляху.

Рівняння (49) є основне в розрахунку маховика, бо головну частину обертових мас можна віднести до ободу маховика, що є неначе акумулятор енергії.

Коли рухова сила перевищує силу опору, то маховик нагромаджує в собі енергію у вигляді приросту рухової енергії; коли рухова сила спадає, маховик повертає нагромаджену енергію. Отже маховик має підтримувати рівномірну кутову швидкість протягом одного оберту машини.

§ 85. Розрахунок маховика

Щоб визначити розміри та вагу маховика, треба збудувати криву танґенціяльних зусиль, замінити площу цієї кривої рівновартною з нею роботою сили опору (прямокутник на фіг. 273), визначити величину максимальної зайвинної площі і в рівняння (49) знайти момент інерції маховика.

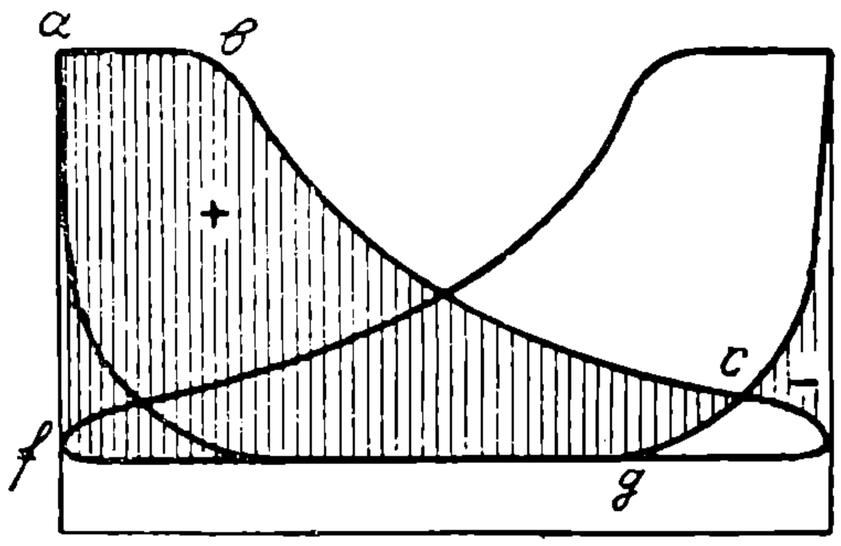
Щоб збудувати криву танґенціяльних зусиль, треба знати силу P, що її прикладено до толока. Ця сила складається:

1) з тиску пари на толок,
2) з сили інерції рухомих мас,

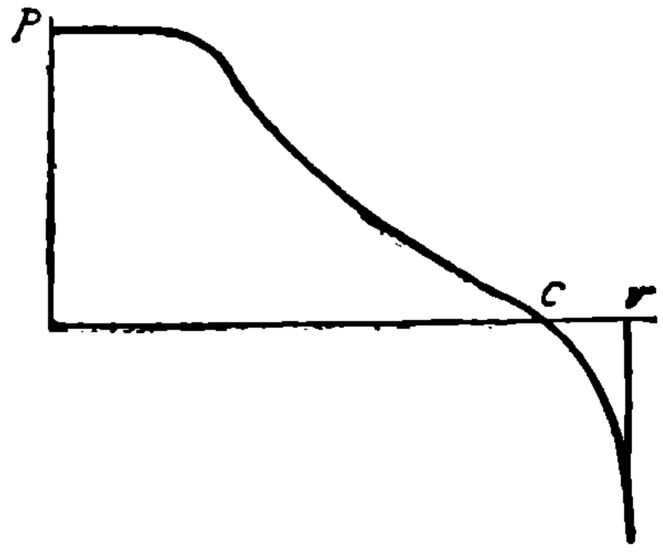
НБ УДУНТ (ДІТ)

3) з власної ваги цих мас, якщо машина сторчова.

Тиск пари на толок у будь-який момент визначають за допомогою індикаторних діяграм машини. Пара тисне на толок з двох боків (у лівій та правій порожнині). Щоб визначити вислідний тиск, треба нарисувати індикаторну



Фіг. 274. Визначення тиску пари на толок.

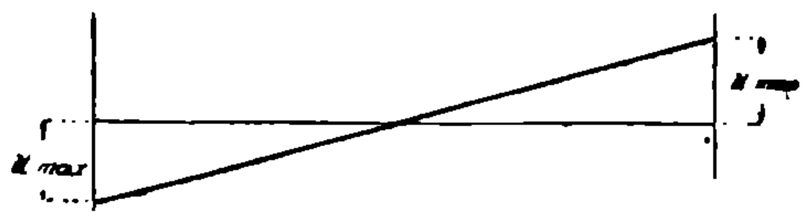


Фіг. 275. Крива тиску пари на толок.

діяграму не тільки для лівої, але й для правої порожнини циліндра.

Тим часом, як у лівій порожнині відбувається впуск пари до лінії *ab*, з правої порожнини відбувається випуск по лінії *fg* (фіг. 274).

Вислідний тиск пари на толок у мертвому положенні визначає відтинок *af*, а в дальшому — різниця ординат впуску та розширу в лівій порожнині — з одного боку, випуску та тиску в правій порожнині — з другого. В точці *c* тиск на толок дорівнює нулеві, а далі він стає від'ємний, бо тиск пари в правій порожнині (під час стиску) перевищує тиск у лівій порожнині.



Фіг. 276. Зміна сили інерції в функції перебігу толока.

Якщо вислідний тиск пари відкласти від осі абсцис, ми матимемо криву, подану на фіг. 275. В точці *c* крива перетинає вісь абсцис і міняє свій знак.

Переходячи до сил інерції, скористуймося з виведеної в § 83 формули

$$U = -qR\left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(\cos\alpha \pm \frac{R}{L}\cos 2\alpha\right)$$

Коли гонок безконечно довгий, останній член відпаде, і в цьому випадку зміну сил інерції подає проста лінія, що перетинає вісь абсцис посередині довжини діяграми (фіг. 276).

Справді, коли кут повороту корби $\alpha = 0$, то

$$\cos\alpha = 1 \text{ і } U = -qR\left(\frac{n}{30}\right)^2 = -U_{max}$$

При $\alpha = 90°$, $\cos\alpha = 0$ і $U = 0$.

Коли $\alpha = 180°$, $\cos\alpha = -1$ і $U = +qR\left(\frac{n}{30}\right)^2 = U_{max}$.

Збудувати криву сил інерції для гонка конечної довжини можна аналітичною методою, підставляючи в формулу (46) різновартості кута α і знаходячи відповідні до них величини сили інерції.

Зручніше виконати цю побудову за допомогою простого графічного способу, що дає кілька характеристичних точок кривої сили інерції.

НБ УДУНТ (ДІТ)

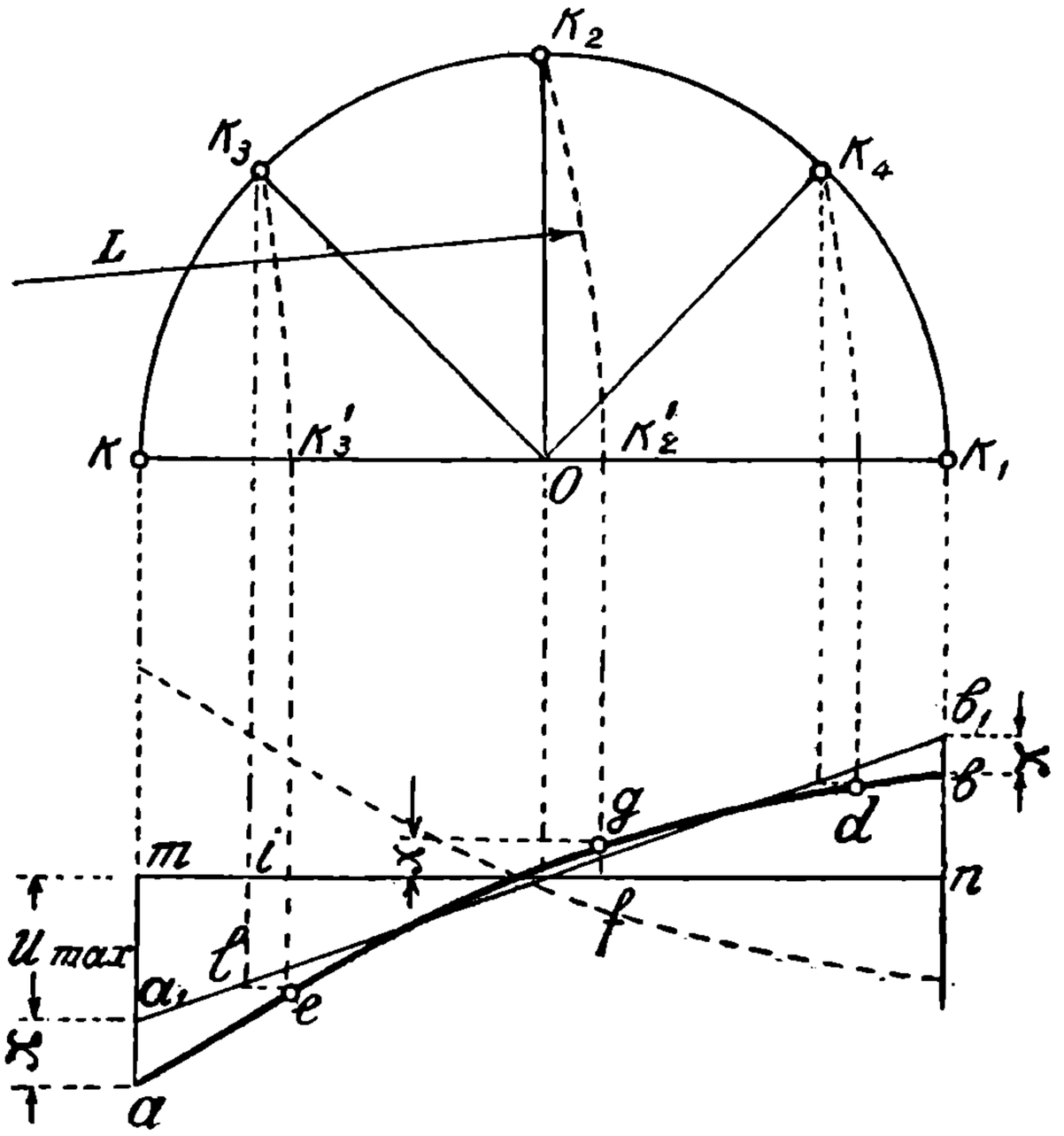
Нарисуймо (фіг. 277) півколо обертання корби і під ним просту лінію $a_1 b_1$, що подає зміну сили інерції, коли гонок безконечно довгий. Беручи на увагу конечність гонка, треба внести поправку, що її величина:

$$\pm \frac{R}{L} \cos 2\alpha$$

(знак + стосується до верхнього півкола корби, знак (—) — до нижнього).

Коли кут $\alpha = O$, $\cos \alpha = 1$, $\cos 2\alpha = 1$ і величина сили інерції

$$U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(1 + \frac{R}{L}\right) = -\left(U_{max} + \frac{R}{L} U_{max}\right)$$



Фіг. 277. Побудова кривої сил інерції.

Отже, силу інерції, подану відтинком ma_1, ми повинні збільшити на відтинок

$$x = \frac{R}{L} U_{max}$$

Тоді матимемо точку a, що належить шуканій кривій.

Коли $\alpha = 180°$, то $\cos \alpha = -1$, а $\cos = \cos 2\alpha = +1$:

$$U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(-1 + \frac{R}{L}\right) = U_{max} - \frac{R}{L} U_{max}$$

Від відтинка nb_1 треба відняти ту саму величину x, і тоді ми знайдемо точку b, що належить кривій сил інерції.

Коли кут $\alpha = 90°$, $\cos \alpha = 0$, $\cos 2\alpha = -1$:

$$U = -qR \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(-\frac{R}{L}\right) = \frac{R}{L} U_{max}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Точку K_2, що відповідає поворотові корби на 90°, треба знести на діяметр за допомогою дуги, що радіюс її дорівнює довжині гонка L. На ординаті під точкою K'_2 треба відкласти величину

$$x = \frac{R}{L} U_{max}$$

у вигляді відтинка fg.

Відзначмо далі кути повороту на 45° та 135°. Відповідні положення корби: OK_3 та OK_4. Коли $\alpha = 45°$, цебто поправка на конечність гонка відпадає, і величина сили інерції виходить та сама, що й для безконечно довгого гонка, (на діяграмі відтинок il). Цю величину, беручи на увагу конечність гонка треба відкласти під точкою K'_3. Тоді одержимо точку e кривої сили інерції. Аналогічною побудовою знайдемо точку d при куті $\alpha = 135°$, тому що й у цьому випадку $\cos 2\alpha = 0$.

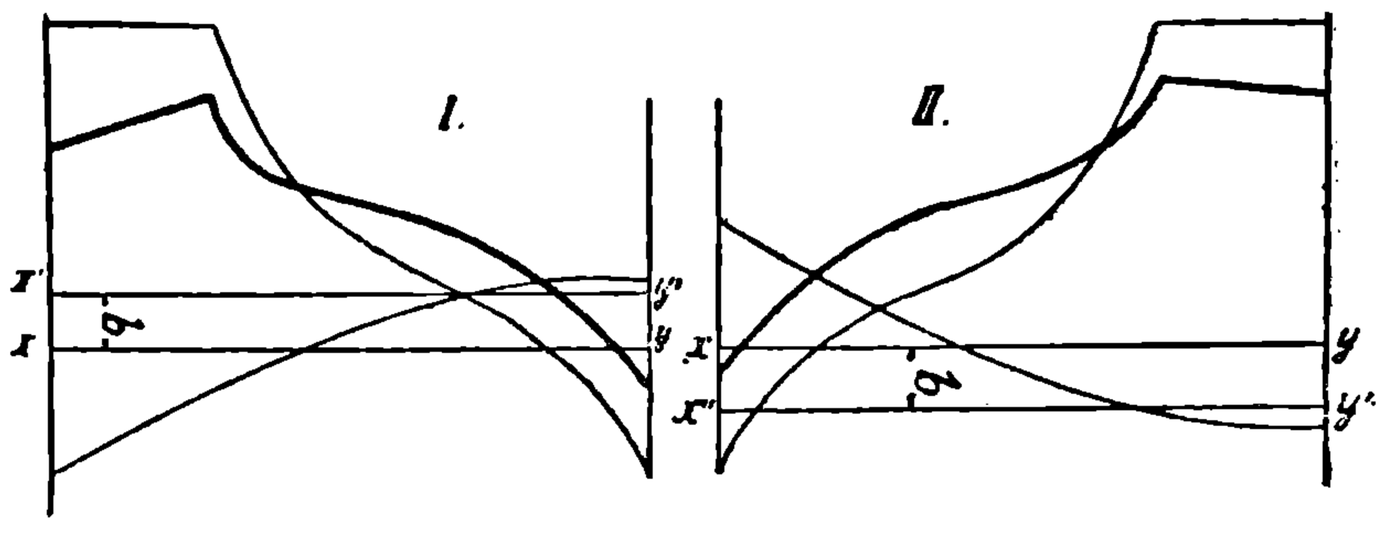
Знайдених точок досить, щоб збудувати криву сил інерції в вигляді лінії $aegdb$. Крива сил інерції, коли корба проходить нижнє півколо, має симетричну форму і її подано на фіг. 277 точкованням.

Коли толок рухається вправо, треба користатися з першої кривої сил інерції, а коли вліво — з другої кривої.

Тепер можна підсумувати тиски пари та сили інерції. Складаючи геометрично обидві криві, матимемо деяку сумарну криву тисків на толок, що має звичайно невелику від'ємну дільницю.

На фіг. 278 крива I відповідає перебігові толока вправо. Для перебігу толока вліво крива II має трохи інший вигляд; це залежить від конечности гонка, що впливає на обрис кривих сил інерції.

Якщо машина сторчова, то треба взяти на увагу ще вплив власної ваги зворотно-рухомих мас. Для цього вісь абсцис xy переносять на величину ваги q



Фіг. 278. Криві сил, прикладених до толока.

вгору або вниз. Коли толок рухається вгору, то власна вага його є від'ємна сила. Нову вісь абсцис $x'y'$ проводять на висоті q над попередньою віссю.

Коли толок рухається вниз, власна вага збільшує силу, прикладену до толока, і нову вісь абсцис $x''y''$ треба провести нижче від попередньої на ту саму величину q.

З викладеного випливає, що для того, щоб збудувати криву тисків на толок, треба знати величину q. Якщо машина працює, то, звичайно, вагу зворотно-рухомих мас можна підрахувати, а поділивши її на толокову площу, знайдемо величину q.

До зворотно-рухомих мас належать: толок, толочилно, протитолочилно, ковзанець та 0,4 маси гонка (0,6 маси гонка належать до обертових мас і їх уважають за зосереджені в пальці корби).

Для проектованої машини величину q можна взяти з такої таблиці, що її складено на основі практичних даних:

НБ УДУНТ (ДІТ)

Для машин одноциліндрових та високотискових циліндрів машин компавнд і тандем $q = 0{,}28$ кг/см²

Для низькотискових циліндрів машин компавнд і тандем $q = 0{,}2$ кг/см²

Для Штумпфових машин . . . . $q = 0{,}3 \div 0{,}4$ кг/см²

В останньому випадку можна користатись із Штумпфових формул:

$$q = 0{,}064\ D^{0.5},$$

де D — діяметр циліндра в см, і

$$q = \frac{3{,}5\,N_e}{F}$$

де N_e — потужність машини в мех. конях, F — площа толока в см².

Якщо машина має протитолочилно, то до величини q додають ще 0,02 кг/см².

Перейдімо тепер до визначення величини танґенціяльної сили T.

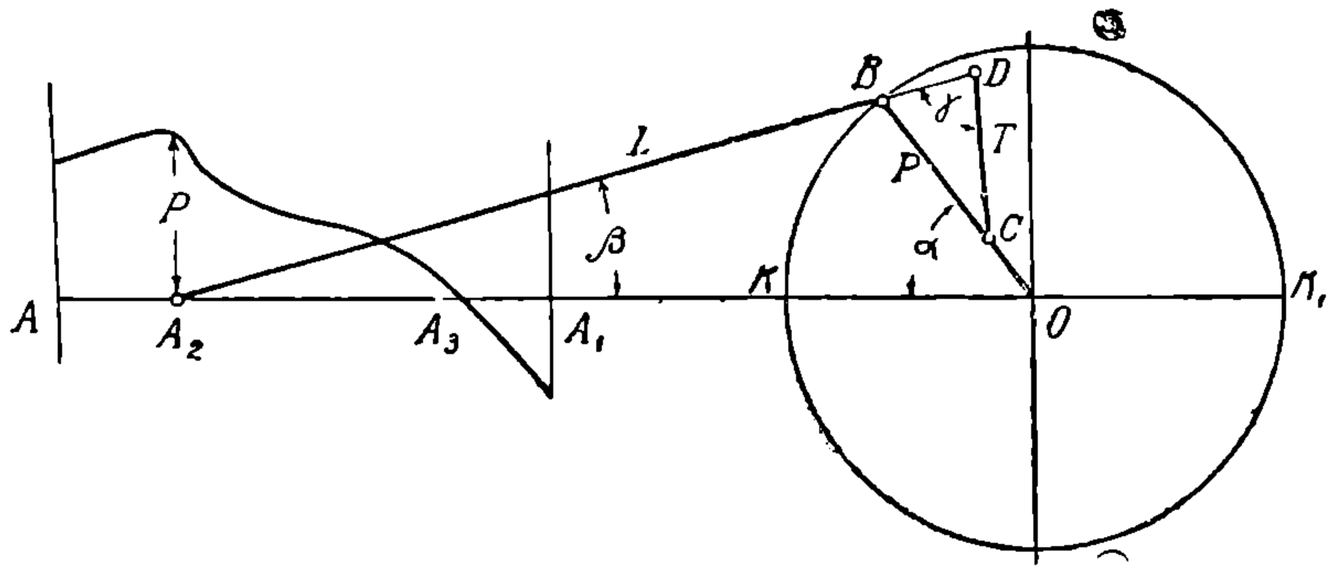
На фіг. 279 зліва нарисовано сумарну криву тисків на толок для лівої порожнини циліндра. Довжина діяграми, що являє собою перебіг толока, дорівнює AA_1. Опишімо коло, що його діяметр дорівнює AA_1, а віддаль AK дорівнює довжині гонка L:

$$AK = 5\,OK = 2{,}5\,AA_1$$

(вважаючи, що відношення $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$).

Нарисоване коло — це коло обертання корби, а точки A та A_1 можна вважати за мертві положення ковзанця.

Виберімо довільне положення ковзанця A_2, коли корба повернеться на кут α.



Фіг. 279. Визначення танґенціяльних зусиль.

Величину тиску на толок у цей момент визначає ордината в точці A_2. Цю силу ми позначимо P. Відкладімо P в напрямі радіюса корби OB в вигляді відтинка BC. Продовжимо напрям гонка A_2B і через точку C проведімо сторч до перетину з продовженням гонка в точці D. Кут між гонком та віссю машини позначмо, як звичайно, β.

В такому випадку

$$\angle DBC = \alpha + \beta;\ \angle DCB = 90° - \alpha;$$
$$\angle BDC = 180° - (\alpha + \beta) - (90° - \alpha) = 90° - \beta$$

Легко довести, що відтинок DC дорівнюватиме танґенціяльній силі T. З трикутника BDC маємо

$$\frac{DC}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{P}{\sin(90° - \beta)} = \frac{P}{\cos\beta}$$

$$DC = P\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta} = T \text{ (див. формулу (48)).}$$

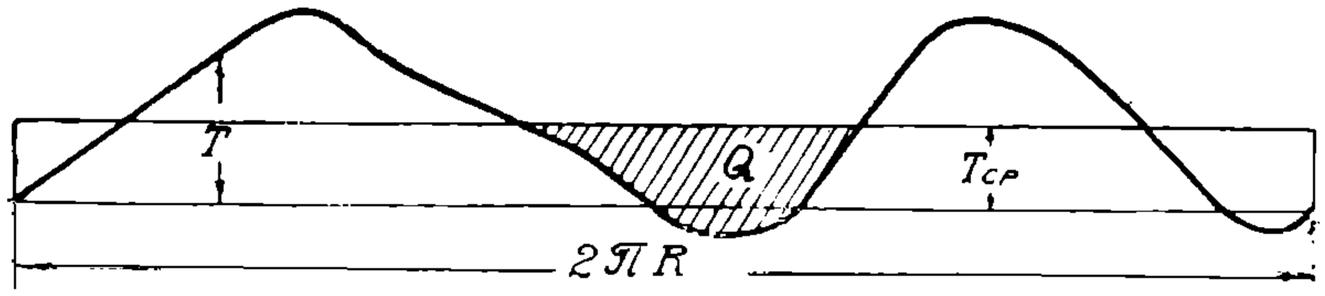
НБ УДУНТ (ДШТ)

Таким графічним способом можна визначити танґенціяльну силу T для будь-якого положення толока.

Для зворотного перебігу толока (від A_1 до A) треба виміряти ординати P по кривій тисків зворотного перебігу (II на фіг. 278) і знаходити силу T на нижньому півколі.

Побудову треба виконувати так: коло корби ділять на $16 \div 24$ рівні частини і з точок поділу роблять зачерки радіюсом, що дорівнює довжині гонка на лінії AA_1. На коло корби переносять також точку A_3, де T дорівнює нулеві. На дільниці A_3A_1 бажано позначити хоча б одну точку й визначити для неї танґенціяльну силу.

Щоб мати діяграму танґенціяльних зусиль, коло обертання корби розгортають у просту лінію завдовжки $2\pi R$. Лінію цю ділять на стільки рівних частин, на скільки було поділено коло, і на ординатах у точках поділу відкладають танґенціяльні сили T. Подібну діяграму подано на фіг. 280.



Фіг. 280. Діяграма танґенціяльних зусиль.

Площу діяграми планіметрують і ділять на довжину діяграми. Так знаходять середню величину танґенціяльної сили T_{cp}, що дорівнює сталій силі опору. Провівши на висоті T_{cp} просту лінію, матимемо трикутник, що площа його дорівнює площі кривої танґенціяльних зусиль.

Далі вибирають найбільшу зайвинну площинку, що може бути додатна або від'ємна. Вимірюють площу її Q, і ця величина є основою для розрахунку маховика.

Визначаючи Q, беруть, звичайно, на увагу мірило діяграми. Мірило тисків звичайно те саме, що й на індикаторній діяграмі, мірило довжини знаходять з умови: довжина діяграми дорівнює $2\pi R$.

Тому що величини всіх сил ми відносили до 1 см² толокової площі, то, щоб знайти повну величину зайвинної роботи, ми повинні збільшити Q в F разів.

За рівнянням (49)

$$FQ = J \frac{\omega^2_{max} - \omega^2_{min}}{2},$$

де J — момент інерції маховика. Інші обертові частини на увагу не беруть.

$$J = \frac{G}{g} \frac{D_k^2}{4},$$

де D_k — діяметр маховика (точніше діяметр центру ваги обода), G — вага маховика, віднесена до центру ваги обода [1].

Величину

$$\frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2}$$

ми подамо в вигляді

$$\frac{(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min})}{2} \frac{\omega}{\omega}$$

---

[1] Маса $\frac{G}{g}$, зосереджена в центрі ваги обода, зумовлює ту саму величину кінетичної енергії, що й її має повна маса маховика.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Під ω ми будемо розуміти середню кутову швидкість:

$$\omega = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$$

Відношення

$$\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega} = \delta$$

звуть міра нерівномірности маховика. Величина δ показує, наскільки відхиляються максимальна та мінімальна кутові швидкості від середньої вартости. Користуючись із принятих позначень, знайдемо:

$$\frac{\omega^2_{max} - \omega^2_{min}}{2} = \omega^2 \delta$$

В такому випадку

$$FQ = J\omega^2\delta = \frac{G}{g}\frac{D^2_k}{4}\frac{4\pi^2 n^2}{3600}\delta = GD_k{}^2\frac{n^2}{3600}\delta$$

З останнього рівняння визначають так звану характеристику маховика

$$GD_k{}^2 = \frac{3600\,QF}{\delta n^2} \qquad (50)$$

В цій формулі:

D_k — в м, F — в см^2,
Q — в кгм/см^2, G — в кг

Щоб знайти вагу маховика, вибирають звичайно діяметр його в тим, щоб обводова швидкість

$$v = \frac{\pi D_k n}{60}$$

на ободі маховика дорівнювала:

$$v = 15 \div 20 \text{ м/сек.}$$

і в крайньому разі для швидкорушних машин

$$v = \text{до } 30 \text{ м/сек.}$$

Тому що кінетична енергія маховика залежить від маси не тільки обода, але й спиць, то вага обода може дорівнювати 0,9 обчисленої ваги:

$$G_k = 0{,}9\ G$$

Повну вагу маховика можна вважати за 1,35 G_k.

Міру нерівномірности маховика δ, проєктуючи його, треба вибрати. Величина δ залежить від призначення машини і її можна вибрати в таких межах:

для смоків та станкових пилок. .	$\delta = 1/25$
» трансмісій та механічних майстерень .	$\delta = 1/35$
» млинів .	$\delta = 1/50$
» прядних машин	$\delta = 1/50 \div 1/100$
» динамомашин простого струму.	$\delta = 1/150 \div 1/200$
» ґенераторів змінного струму.	$\delta = 1/300$

Площу поперечного перекрою маховикового обода f можна визначити із співвідношення

$$G_k = f \quad 2\pi R_k \cdot \gamma$$

де R — радіюс центру ваги ободу в см,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

γ — питома вага чавуну.

Беручи $\gamma = 0{,}00725$ кг/см³, знайдемо

$$f = \frac{1}{2\pi \cdot 0{,}00725} \cdot \frac{G_k}{R_k} = 22\frac{G_k}{R_k} \qquad (51)$$

Площу перекрою маховикового обода f одержуємо в см².

Для многоциліндрових машин метода розрахунку лишається та сама.

Криві танґенціяльних зусиль будують для кожного циліндра окремо: а потім графічно складають; при цьому криві зміщуються одна щодо одної відповідно до кутів запліщення корб. Для машин многосхідчастого розширення користуються з ренкінізованих (див. § 33) діяграм, і в формулі (50) F в цьому разі означає площу толока низькотискового циліндра.

§ 86. Приклад розрахунку маховика

Розрахувати маховик машини, що розвиває потужність $N_e = 100$ мех. коней при числі обертів $n = 120$ на хвилину. Діяметр циліндра $D = 300$ мм, перебіг толока $H = 500$ мм.

Машина обслуговує динамо простого струму; тому міру нерівномірности вибрано:

$$\delta = 1/150$$

Для розраховуваного маховика збудовано криву танґенціяльних зусиль, при чому довжина її дорівнює 200 мм, а мірило тисків:

$$1 \text{ кг/см}^2 = 10 \text{ мм}$$

Тому, що довжина діяграми повинна дорівнювати

$$2\pi R = 2\pi \cdot 0{,}25 = 1{,}57 \text{ м},$$

то мірило абсцис діяграми

$$\frac{200}{1570} = \frac{1}{7{,}75}$$

Зайвинна площинка діяграми танґенціяльних зусиль дорівнює 980 мм², що при зазначених мірилах становить:

$$\frac{980 \cdot 7{,}75}{10} = 760 \text{ кгмм/см}^2 = 0{,}76 \text{ кгм/см}^2$$

Приймімо ободову швидкість на маховиковому ободі

$$v = 20 \text{ м/сек.};$$

тоді діяметр маховика

$$D_k = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 20}{120 \cdot \pi} = 3{,}2 \text{ м}$$

Площа толока парового циліндра

$$F = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706 \text{ см}^2$$

За формулою (50) вага маховика звецена до центру ваги обода,

$$G = \frac{3600 \cdot Q \cdot F}{\delta \cdot n^2 \cdot D_k^2} = \frac{3600 \cdot 0{,}76 \cdot 706 \cdot 150}{14400 \quad 10{,}2} = 1970 \text{ кг}$$

Вагу обода можна прийняти

$$G_k = 0{,}9 \quad 1970 = 1770 \text{ кг}$$

Площа поперечного перекрою обода

$$f = 22 \cdot \frac{G_k}{R_k} = \frac{22 \cdot 1770}{160} = 243 \text{ см}^2.$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

2. Стійкість парової машини

§ 87. Сили інерції обертових та зворотно-рухомих мас

Питання стійкости парової машини зв'язані з визначенням сил інерції, що їх мають рухомі частини машини. Ми розглядатимемо окремо маси зворотно-рухомі (толок, толочилно, ковзанець та 0,4 гонка) і маси обертові, що їхній центр ваги не збігається з віссю обертання (0,6 гонка, пальець корби та корба).

Як було виведено в § 83, силу інерції зворотно-рухомих мас, що припадає на одиницю толокової площі, виражає формула:

$$U = -qR\left(\frac{n}{30}\right)^2\left(\cos\alpha \pm \frac{R}{L}\cos 2\alpha\right),$$

де

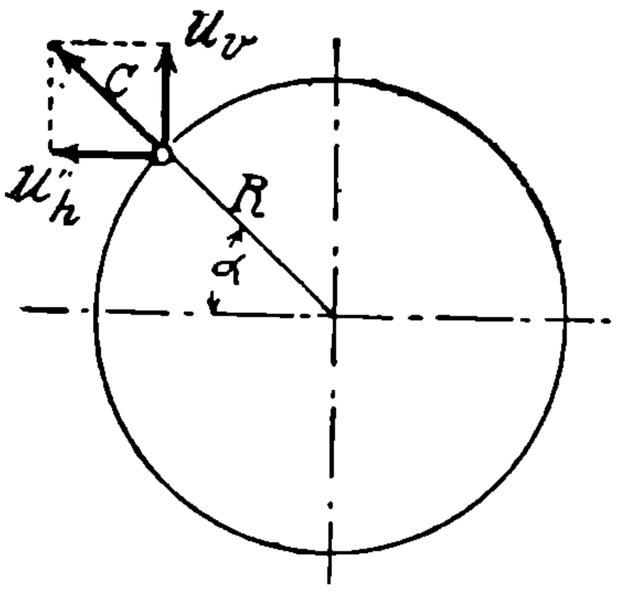
$$q = \frac{G_h}{F}$$

(G_h — вага зворотно-рухомих частин; F — толокова площа).

Повну величину сил інерції зворотно-рухомих мас U'_h одержимо, помноживши U на толокову площу F:

$$U'_h = -\frac{G_h \,.\, F}{F} R\left(\frac{n}{30}\right)^2 . \cos\alpha = -G_h R\left(\frac{n}{30}\right)^2 . \cos\alpha$$

При цьому конечністю гонка ми нехтуємо, і через це відпадає член $\frac{R}{L}\cos 2\alpha$.



Фіг. 281. Сили інерції обертових мас.

Сила U'_h доходить максимуму, коли корба повернеться на кут $\alpha = 0^0$ і $\alpha = 180°$ ($\cos\alpha = \pm 1$). Напрям сил інерції в обох випадках буде різний, а числова вартість однакова:

$$(U'_h)_{\max} = \pm G_h R\,\frac{n^2}{900}$$

Ця сила спричиняє смикання машини вздовж її осі. Якщо машину почепити на колоді, то вона гойдатиметься, як маятник. Те саме явище бачимо й у льокомобілях, що під час роботи машини коливаються взад і вперед, а через це треба класти підкладні під льокомобілеві колеса. В стаціонарних машинах позема сила інерції передається фундаментові, обтяжуючи фунламентові прогоничі.

Незрівноважені обертові маси вагою G_r розвивають відосередкову силу C (див. фіг. 281). Як відомо,

$$G = \frac{G_r \,.\, v^2}{g \,.\, R} = \frac{G_r}{g}\,\frac{4\pi^2 R^2 n^2}{3600\,R} = G_r R\,\frac{n^2}{900}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Розкладаючи силу C на позему та сторчову складові, знайдемо:

$$U''_h = G_r \cdot R \frac{n^2}{900} \cdot \cos \alpha$$

$$U_v = G_r \cdot R \frac{n^2}{900} \sin \alpha$$

Остання (сторчова) сила доходить максимум при кутах повороту корби $\alpha = 90°$ і $\alpha = 270°$:

$$(U_v)_{\max} = \pm G_r R \frac{n^2}{900} \tag{52}$$

Позема складова U''_h відосередкової сили складається з силою інерції зворотно рухомих мас. Сумарна сила інерції, спрямована вздовж осі машини (поземо — для поземих машин)

$$U_h = U'_h + U''_h = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \cos \alpha$$

$$(U_h)_{\max} = (G_h + G_r) R \frac{n^2}{900} \tag{53}$$

Тим часом, як ця сила спричиняє смикання машини, сторчова сила інерції U_v то притискає вал до нижніх вкладнів вальниць, спричиняючи додатковий тиск на вкладні, то намагається підняти вал, а разом з ним і всю машину, обтяжуючи покришкові прогоничі вальниць та фундаментові прогоничі.

Зазначені сили інерції можуть доходити значних величин, що ілюструє такий числовий приклад.

П р и к л а д.

Визначити сили інерції машини за такими даними.
Радіюс корби $R = 0{,}4$ м.
Число обертів $n = 300$.
Вага незрівноважених мас:

$$G_h = 300 \text{ кг}; \; G_r = 100 \text{ кг}$$

За формулами (53) та (52):

$$(U_h)_{\max} = \frac{400 \cdot 0{,}4 \cdot 300^2}{900} = 16000 \text{ кг}$$

$$(U_v)_{\max} = \frac{100 \cdot 0{,}4 \cdot 300^2}{900} = 4000 \text{ кг}$$

З виразів для сил інерції видно, що вони швидко ростуть із збільшенням числа обертів. В тихорушних машинах вони не такі великі, як у зазначеному прикладі, але все таки впливають на розміри частин машини, коли підраховують їх на міцність. Розраховуючи фундамент машини, треба брати на увагу сили інерції. Для машин тихорушних розрахунок фундамента на сили інерції дає здебільшого мінімальні вартості для ваги фундамента, і тому фундамент з міркувань конструктивних, а також, беручи на увагу щільність ґрунту, доводиться брати важчий.

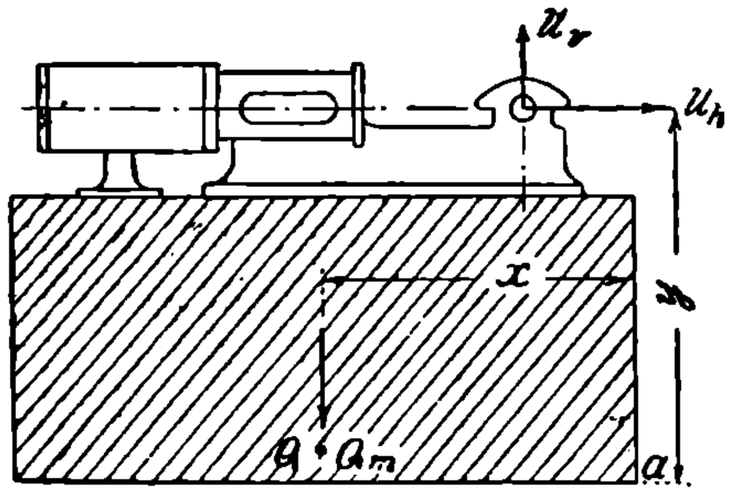
А для машин швидкорушних велика вага фундамента залежить звичайно тільки від величини сил інерції.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 88. Умови стійкости поземої машини

Вздовж осі, що її схему подано на фігурі 282, чинить сила U_h. Вагу фундамента позначмо Q, вагу машини Q_m. Сила U_h намагається повернути машину разом з фундаментом навколо точки a. В зворотному напрямі чинить момент ваги фундамента та машини. Треба, щоб

$$U_h \cdot y \leqslant (Q + Q_m)x$$



Фіг. 282. Схема поземої машини.

Звідси знаходимо мінімальну вагу фундамента

$$Q \geqslant \frac{U_h \cdot y}{x} - Q_m$$

Беручи числові дані з попереднього параграфа й припускаючи, що

$$x = y;\ Q_m = 3000 \text{ кг},$$

знайдемо

$$Q \geqslant 16000 - 3000;\quad Q \geqslant 13000 \text{ кг}$$

Беручи вагу 1 м³ цегляного мурування 1600 кг, знаходимо мінімальний об'єм фундамента 8 м³.

З формули з'ясовується, що вигідно збільшувати довжину фундамента (розмір x). При цьому треба, щоб фундамент був цілком монолітний, і машина на всьому її протязі надійно зв'язана з фундаментом прогоничами.

Вагу фундамента треба перевірити також на смикання під чином сили U_h. Для цього є формула:

$$U_h \leqslant (Q + Q_m)\ f,$$

де f — сучинник тертя фундамента по основі.

Якщо фундамент поставлено на земляній подушці, то

$$f = 0{,}65;$$

якщо подушка бетонна, то

$$f = 0{,}75$$

Щодо впливу сторчової сили інерції U_v, то, очевидно, треба додержувати умови:

$$Q + Q_m > U_v$$

Звичайно в поземих машинах цієї умови завжди додержують.

Сила U_v править для розрахунку:

1) фундаментових прогоничів, причому на увагу беруть тільки прогоничі, найближчі до вала (прогоничі під циліндром на увагу не беруть). Допускну напругу на розрив у прогоничах через те, що робота їхня відповідальна й що їх дуже затягають, беруть:

$$k_z = 200 \div 300 \text{ кг/см}^2$$

2) питомого тиску рями машини на мурування фундамента; тиск цей складається з ваги машини та сили U_v. Допускний тиск на мурування беруть:

$$k = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$$

3) покришкових прогоничів головних вальниць, при чому беруть на увагу тільки ті вальниці, що прилягають до корби, так що в разі колінчастого вала на увагу беруть прогоничі двох вальниць, а в разі корбового вала — тільки одної вальниці.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

§ 89. Умови стійкости сторчової машини

В цій машині (фіг. 283) сила U_h, що чинить вздовж осі машини, спрямована сторч, а сила U_v — поземо. Перша сила спричиняє напругу фундаментових та валничних прогоничів, друга—утворює момент, що намагається перекинути фундамент навколо руба a.

За основу для розрахунків фундамента в цьому випадку беруть умову:

$$U_h \leqslant Q + Q_m.$$

В поземій машині вона дає найменшу вагу фундамента, порівнюючи з іншими розрахунковими формулами. А тут найбільшу вагу фундамента Q одержуємо саме з цього співвідношення. Якщо взяти дані прикладу, розгляненого в § 88, і покласти

$$Q_m = 2500 \text{ кг}$$

(сторчові машини трохи легші за поземі), то

$$16000 \leqslant Q + 2500;\ Q \geqslant 13500 \text{ кг},$$

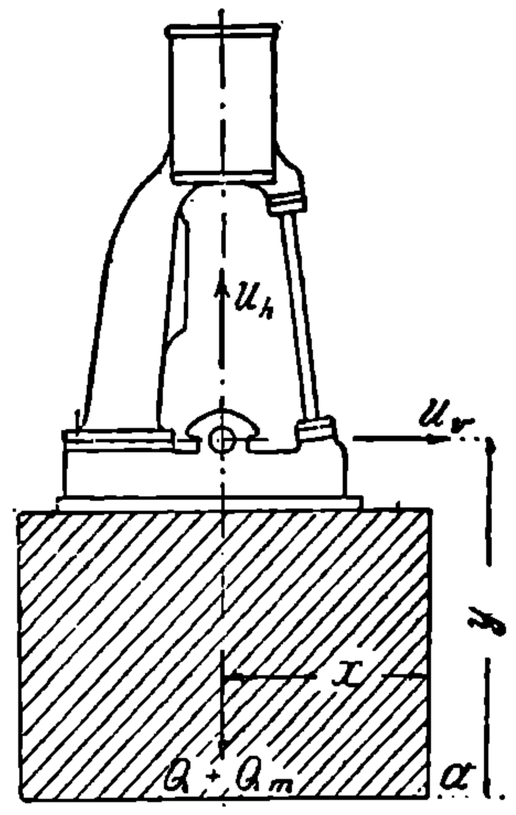
що становить 8,5 м³ мурування.

Розраховуючи на силу U_v, можемо написати аналогічно з попереднім параграфом

$$U_v \cdot y \leqslant (Q + Q_m)x,$$

звідки

$$Q \geqslant \frac{Uv \cdot y}{x} - Q_m$$



Фіг. 283. Схема сторчової машини.

Третю умову рівноваги виражає формула

$$U_v \geq (Q + Q_m)f;$$
$$(f = 0{,}65 \div 0{,}75).$$

Вальничні та фундаментові прогоничі сторчових машин обтяжує сила U_h, що завжди більша за U_v. Тому в сторчових машинах фундаментові прогоничі солідніші, ніж у машині поземій. Фундаментові прогоничі можна розрахувати за різницею сил $U_h - Q_m$, а покришкові прогоничі — за повною силою U_h, складеною із статичними опорними реакціями в валниці.

Колони, що на них стоїть циліндер машини, розраховують на силу тиску пари та силу інерції U_h.

§ 90. Зрівноваження сил інерції

Сили інерції, доходячи значної величини, часто зумовлюють зовсім не конструктивні розміри окремих частин машини (особливо це стосується до головних вальниць). Тому, коли число обертів велике, обертові та зворотно-рухомі маси намагаються зрівноважити цебто прикласти сили рівні й прямопротилежні до сил інерції. Цього досягають за допомогою противаг.

Противаги почеплюють до корби машини, як показано на фіг. 284. Вагу противаги позначмо G_p, радіюс її центру ваги ρ. Якщо противага має зрівноважувати обертові маси, то треба додержати умови:

$$G_r \cdot R\ \frac{n^2}{900} = G_p \cdot \rho \cdot \frac{n^2}{900}$$

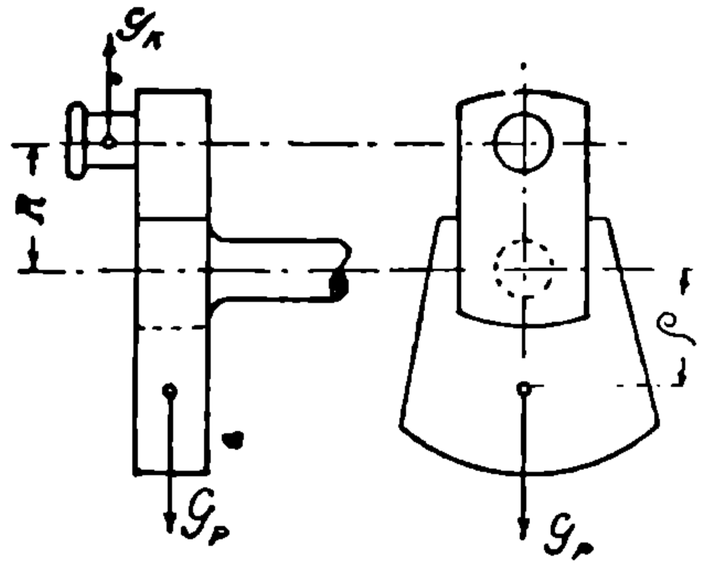
Ліва частина цього рівняння є відосередкова сила обертових мас (корби та 0,6 гонка), права — відосередкова сила, що її розвиває противага. З рівняння випливає

$$G_p = G_r \frac{R}{\rho}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Вибравши ρ, можна визначити вагу противаги, або навпаки.

Якщо цілком зрівноважити обертові маси, цілком зрівноважується сила U_v, а вздовж осі машини лишається сила інерції U'_h.



Фіг. 284. Схема противаги.

За допомогою обертової противаги можна проте знищити вплив і зворотно рухомих мас. Якщо противазі надати ваги

$$G_p = G_k \frac{R}{\rho},$$

то її відосередкова сила розкладається на дві складові: позему

$$U_{ph} = G_p \rho \frac{n^2}{900} \cos \alpha = G_h R \frac{n_2}{900} \cos \alpha$$

та сторчову

$$U_{pv} = G_p \rho \frac{n^2}{900} \sin \alpha = G_h R \frac{n^2}{900} \sin \alpha$$

Сили ці спрямовані прямо-протилежно до сил U_h та U_v. U_{ph} зрівноважує сила U'_h, що її спричиняють зворотно-рухомі маси. Тому в поземому напрямі незрівноважена лишається тільки невелика сила U''_h, що її спричиняють обертові маси. А вздовж сторчової осі (припускаємо, що машина поземa) чинитиме різниця сил

$$U_{pv} - U_v = (G_h - G_r) R \frac{n^2}{900} \cdot \sin \alpha$$

Якщо зрівноважити цим способом, то дуже зменшуються сили інерції, що чинять вздовж осі машини, але підвищуються вартості сил, спрямованих нормально до осі машин. Цей спосіб особливо можна вживати для сторчових швидкорушних машин, а також для поземих машин з важкими зворотно-рухомими частинами.

Обертові маси (1-й випадок) зрівноважують майже тільки в сторчових машинах, бо для поземих машин це не дає помітної користи.

В деяких випадках зрівноважують почасти й обертові й зворотно-рухомі маси, беручи G_p рівним від 0,5 до 0,8 ваги мас $G_h + G_r$.

В паротягових машинах роблять

$$G_p = G_r + a\, G_h; \quad (a = 0{,}15 \div 0{,}6)$$

В обох останніх випадках вагу G_p віднесено до радіюса корби R.

Вищенаведені формули стосуються до випадку безконечно-довгого гонка. Беручи на увагу конечність гонка, можна встановити, що цілком зрівноважити зворотно-рухомі маси обертовою противагою не можна.

В многоциліндрових машинах сили інерції можна зрівноважити й без противаг, відповідно заплішуючи корби окремих циліндрів.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Частина IV

РЕҐУЛЮВАННЯ

§ 91. Призначення та класифікація реґуляторів

Парова машина надає здебільшого руху таким машинам-знаряддям, що повинні працювати з більш-менш сталим числом обертів. Завдання підтримувати число обертів парової машини на певній висоті виконує реґулятор, що його в даному разі можна назвати *реґулятор швидкости*.

В деяких уставах машин, наприклад, щоб надавати руху смокам чи вітродувам, щоб змінювати кількість подаваного течива (чи повітря), число обертів машини повинно змінюватися без зміни середнього індикаторного тиску. Реґулятора, що встановлюють потужність машини, змінюючи число обертів (в певних межах), звуть *реґуляторами роботи*.

Далі ми говоритимемо переважно про реґулятори швидкости.

Реґулятор — це один або два обертові маятникові тягарі, що при нормальному числі обертів машини займають деякий стан рівноваги, бо відосередкову силу тягарів зрівноважують тим чи тим способом, наприклад, за допомогою пружини, що відтягає тягарі в напрямі до осі обертання.

Процес реґулювання відбувається так.

Коли обтяг машини зменшується, через зайвину рухової сили підвищується число обертів; відосередкова сила тягарів реґулятора перемагає натяг пружини доти, поки встановиться новий стан рівноваги. Коли тягарі розходяться, зв'язаний з ними передатний механізм переставляє або дросельний хлипак машини, що звужує перекрій для проходження пари, або частини пароровподілу, що встановлюють меншу міру наповнення. В обох випадках (див. § 16-б) площа індикаторної діяграми, а разом з нею й потужність машини, зменшується відповідно до нового обтягу рушія.

Коли обтяг збільшується, відбувається зворотне явище, при чому тягарі реґулятора зближаються, через те що сила пружини перевищує меншу відосередкову силу.

Реґулятор починає чинити також і тоді, коли обтяг лишається сталий, а змінюється тиск пари.

Кожному положенню тягарів реґулятора відповідає певний середній індикаторний тиск. Реґулювання буде тим точніше, чим швидше реґулятор установить відповідність поміж індикаторною діяграмою та обтягом машини і чим менше буде при цьому коливань швидкости.

Реґулятори можна поділити на:

1 *Тягарові та пружинні*, залежно від того, що зрівноважує відосередкову силу маятників: особливий тягар чи пружина.

2 *Відосередкові та інерційні реґулятори*. Останніх частини пароровподілу переставляються головно коштом сили інерції обертових мас.

НБ УДУНТ (ДІТ)

3. Конічні та плоскі регулятори. В конічних регуляторах тягарі переміщуються, коли змінюється швидкість, у різних площах, що проходять через вісь обертання; а в плоских регуляторах тягарі не виходять з площі, нормальної до осі обертання. В конічних регуляторах тягарі злучено із злучником, що ковзається вздовж осі обертання й переставляє розподільчий механізм. Плоскі регулятори злучено безпосередньо з ексцентриком і вони змінюють його ексцентриситет та кут випередження. Конічні регулятори роблять і тягарові, і пружинні, а плоскі — завжди пружинні.

4. Регулятори прямочинні та непрямочинні. Непрямочинні регулятори переставляють розподільчий механізм не безпосередньо, а за допомогою допомічної злагоди — сервомотора; його вживають тоді, коли регулятор не має достатньої переставної сили.

§ 92. Умови рівноваги регулятора. Астатичні, статичні та псевдоастатичні регулятори

На фіг. 285 — 287 подано схеми найпростіших регуляторів Ватового типу.

Припускаючи, що маса m обох маятникових тягарів зосереджена в центрі одної з куль, ми знайдемо для схеми на фіг. 286 величину відосередкової сили, що її розвиває регулятор при кутовій швидкості обертання ω:

$$C = m(r + a)\omega^2 = \frac{G}{g}(r + a)\omega^2,$$

де G — вага обох маятників.

Складаючи рівняння моментів щодо точки I, знайдемо

$$Gr - Cc = O,$$

звідки

$$C = G\frac{r}{c}$$

При числі обертів n на хвилину кутова швидкість

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Тому,

$$G\frac{r}{c} = \frac{G}{g}(r + a)\frac{\pi^2 n^2}{30^2}$$

Тому, що пришвидшення сили ваги g дорівнює приблизно π^2, то

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{r}{c}\frac{1}{r + a}$$

Тому що

$$\frac{r}{c} = \operatorname{tg}\alpha;\quad r = l\sin\alpha,$$

то

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{l\sin\alpha + a}$$

Таким самим способом можна одержати залежність між числом обертів та конфігурацією регулятора для схем на фіг. 285 та 287.

Для центрального почеплення тягарів (фіг. 285):

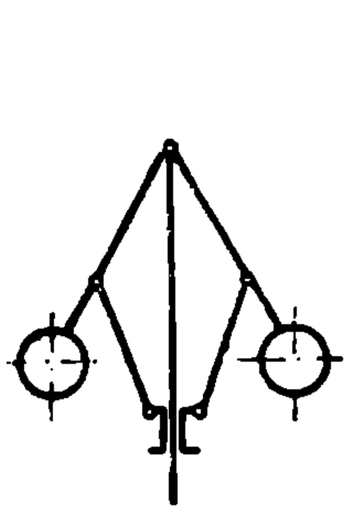
$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{l\cos\alpha}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

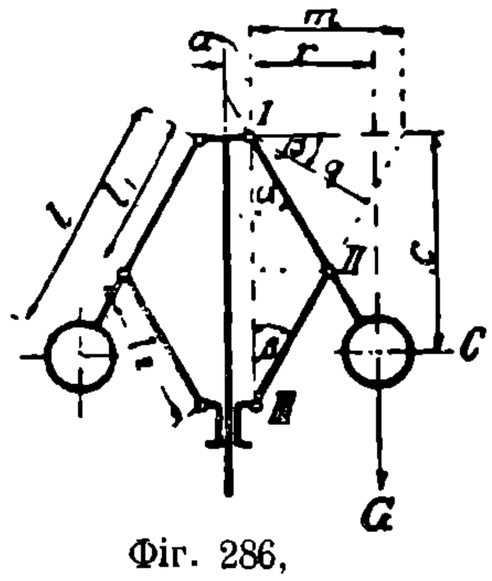
Для перехресного почеплення (фіг. 287).

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{\operatorname{tg} a}{l \sin a - a}$$

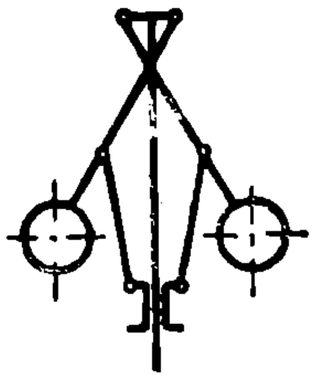
Трое останніх рівнянь розв'язано графічно на фіг. 288.
Для вибраних сталих величин l та a число обертів регулятора в стані рівно-



Фіг. 285.



Фіг. 286.

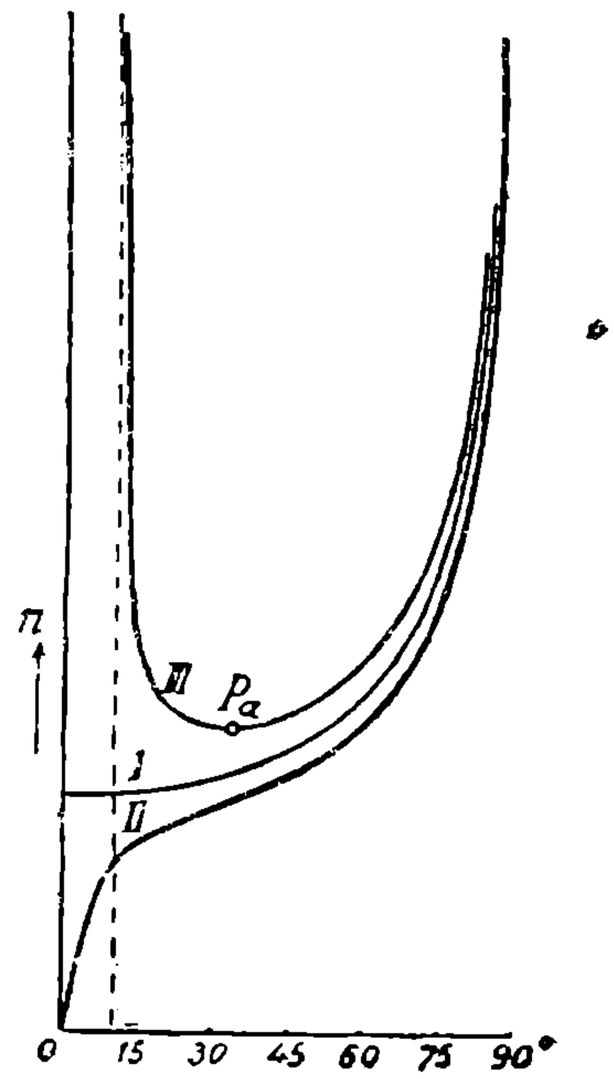


Фіг. 287.

Схеми ватівських регуляторів.

ваги подано в функції кута нахилу a маятників до сторчової осі. Крива I стосується до центрального почеплення (фіг. 285), II—до відкритого (фіг. 286), III — до перехресного почеплення (фіг. 287).

Криві I та II, а також і крива III, починаючи з точки P_a, безперервно підіймаються, так що потрібне для рівноваги регуляторів число обертів зростає з розходженням маятників та підняттям муфти. Такі регулятори звуть с т і й к і. За н е с т і й к и й регулятор треба вважати такий, де, коли віддаль між кулями збільшується, можна дійти рівноваги тільки зменшивши кутову швидкість обертання. Такі регулятори зовсім непридатні до вжитку. За приклад може бути регулятор на фіг. 287, що є нестійкий до точки P_a (фіг. 288).



Фіг. 288. Графічні характеристики регуляторів.

Регулятор, де кожному положенню маятників відповідає певне число обертів, що зростає з розходженням тягарів, звуть також с т а т и ч н и й.

А с т а т и ч н і регулятори, навпаки, перебувають у рівновазі при будь-якому положенні тягарів, але тільки для одного певного числа обертів. Найменша зміна обертів примушує регулятора переходити в одне з крайніх положень. Астатичні регулятори придатні тільки як регулятори непрямочинні.

Вживані для парових машин регулятори мають бути стійкі, але по можливості близькі до астатичности, щоб числа обертів при двох крайніх положеннях маятників незначно різнилися одне від одного. Такі регулятори звуть п с е в д о а с т а т и ч н і.

Через невелику зміну числа обертів їх не важко виконати з великим підняттям муфти й задовольнити вимогу широких меж регулювання.

§ 93. Міра нерівномірности та почутливости регуляторів

Нормально обтяжена машина дає n обертів на хвилину. Якщо зняти цілком з машини обтяг, то число обертів її негайно збільшиться. Припустімо, що при n_1 обертах злучник регулятора займе найвище положення, при чому ми

НБ УДУНТ (ДІТ)

розглянемо спочатку теоретичний випадок регулятора, не зв'язаного з паророзподільчим механізмом, що вільно (без тертя) обертається.

Якщо обтяг машини перевищує нормальний, число обертів спадає, злучник регулятора спускається. Припустімо, що крайнє нижнє положення злучника відповідає n_2 обертам.

Відношення різниці числа обертів при крайніх положеннях злучника до середнього числа обертів

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

звуть теоретична м і р а н е р і в н о м і р н о с т и регулятора.

В більшості конструкцій

$$\delta_r = 0{,}02 \div 0{,}08$$

Мінімальну міру нерівномірности визначають на підставі міркувань, що їх буде викладено нижче в § 95.

Дійсна міра нерівномірности більша за теоретичну.

Щоб регулятора, злученого з паророзподільчим механізмом, вивести із стану рівноваги, треба прикласти до злучника певне зусилля, що частина його піде на перемагання тертя в частинах самого регулятора, а частина — на переставляння розподільчого механізму. Потрібне зусилля може розвинутися тільки тоді, коли досягнено буде деякого числа обертів, що підвищило відосередкову силу маятників. Поки цього числа обертів не досягнено, регулятор лишається н е ч у т л и в и й.

Припустімо, що число обертів регулятора n має підвищитися або знизитися на величину Δn, щоб відосередкова сила збільшилася або зменшилася на величину, потрібну на те, щоб переставити регулятора в новий стан рівноваги,

Відношення

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2\Delta n}{n} \qquad (54)$$

звуть м і р а н е ч у т л и в о с т и регулятора. Її можна визначити також як міру нерівномірности для двох безконечно близьких положень злучника.

Тому, що нечутливість буває й при крайніх положеннях злучника, то число обертів регулятора коливається в межах: $n_1 + \Delta n$ та $n_2 - \Delta n$.

Дійсна або п о в н а м і р а н е р і в н о м і р н о с т и

$$\delta_y = \frac{(n_1 + \Delta n) - (n_2 - \Delta n)}{n} = \frac{n_1 - n_2}{n} + \frac{2\Delta n}{n} = \delta_r + \varepsilon$$

Повна міра нерівномірности дорівнює теоретичній, складеній з мірою нечутливости.

Міру нечутливости можна зв'язати також із величиною відосередкової сили.

Підставмо в вираз для ε замість числа обертів пропорційну до нього кутову швидкість обертання ω:

$$\omega = \frac{(\omega + \Delta\omega) - (\omega - \Delta\omega)}{\omega},$$

при чому середня кутова швидкість

$$\omega = \frac{(\omega + \Delta\omega) + (\omega - \omega)}{2}$$

Тому що

$$\frac{(\omega + \Delta\omega) + (\omega - \Delta\omega)}{2\omega} = 1,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

то вираз для ε можна переписати так:

$$\omega = \frac{(\omega + \Delta\omega) - (\omega - \Delta\omega}{\omega} \cdot \frac{(\omega + \Delta\omega) + (\omega - \Delta\omega)}{2\omega} = \frac{(\omega + \Delta\omega)^2 - (\omega - \Delta\omega)^2}{2\omega^2}$$

Множачи чисельника та знаменника правої частини на mr:

$$\omega = \frac{mr\,(\omega + \Delta\omega)_2 - mr\,(\omega - \Delta\omega)^2}{2mr\omega^2}$$

Припускаючи, що з приростом кутової швидкости на $\Delta\omega$ відосередкова сила C збільшується на ΔC, знайдемо

$$\varepsilon = \frac{(C + \Delta C) - (C - \Delta C)}{2C} = \frac{\Delta C}{C} \qquad (55)$$

Міру нечутливости можна розкласти на дві складові:

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r$$

Частина міри нечутливости ε_s залежить від опору розподільчого механізму, частина ε_r — від власного тертя регулятора.

Здебільшого

$$\varepsilon_s = 0{,}02 \div 0{,}04$$
$$\varepsilon_r = 0{,}005 \div 0{,}03.$$

Повна міра нечутливости

$$\varepsilon = 0{,}025 \div 0{,}07$$

В каталогах виробень, що виготовляють регулятори, під назвою повної міри нечутливости зазначають звичайно тільки половину вартости ε_s.

Отже, якщо за проспектом виробні регулятор має міру нечутливости $2^0/_0$, то його дійсна міра нечутливости, беручи $\varepsilon_r = 1^0/_0$,

$$\varepsilon = 2,\ 0{,}02 + 0{,}01 = 0{,}05$$

Якщо машина працює при 100 обертах на хвилину, то злучник почне переміщатися тільки тоді, коли число обертів дійде до 102,5 чи 97,5:

$$\frac{102{,}5 - 97{,}5}{100} = 0{,}05$$

Якщо при цьому теоретична міра нерівномірости δ_r становить $2^0/_0$, то при крайніх положеннях злучника числа обертів дорівнюватимуть

$$n_1' = 103{,}5$$
$$n_2' = 96{,}5$$

Повна міра нерівномірности

$$\delta_r = \frac{103{,}5 - 96{,}5}{100} = 0{,}07 = 0{,}05 + 0{,}02$$

В теоретичному (що вільно обертається) регуляторі крайні числа обертів при $\delta_r = 2^0/_0$ були б

$$n_1 = 101;\ n_2 = 99$$

§ 94. Енергія, переставна сила та роботоспроможність регуляторів

Маятники регулятора, що перебуває в стані спокою, намагаються заняти положення, якнайближче до осі обертання. До злучника регулятора прикладено при цьому зусилля, спрямоване вниз; його звуть е н е р г і я регулятора. Енергія, взагалі кажучи, залежить від величини розходження маятників

НБ УДУНТ (ДІТ)

і її можна визначити дослідом, вимірюючи на терезах тиск, що робить злучник. Аналітично енергію можна обчислити за заданими розмірами регулятора.

Для системи на фіг. 286, наприклад, якщо позначити S—силу, спрямовану вздовж II — III (стиск підо впливом ваги маятників — G), можна написати таке рівняння рівноваги (щодо точки I):

$$S \cdot q = G$$

(вагою частин регулятора, крім маятників, нехтуємо).

Отже

$$S = \frac{G \quad r}{q}$$

Сторчова складова цієї сили й є енергія E регулятора:

$$E = S \cos \beta = \frac{G \cdot r}{q} \cos \beta$$

З рисунка на фіг. 286 випливає, що

$$\frac{q}{\cos \beta} = m,$$

тому

$$E = G \frac{r}{m}$$

Для випадку ромбічного почеплення маятників ($\alpha = \beta$; $l_1 = l_2$)

$$\frac{r}{m} = \frac{l}{2 \cdot l_1}$$

і

$$E = G \frac{l}{2 \cdot l_1}$$

Отже для цього окремого випадку енергія стала для будь-якого положення злучника.

Енергію регулятора, що вільно обертається, зрівноважує відосередкова сила C маятників.

Коли збільшується або зменшується число обертів, до регуляторового злучника треба прикласти деяку силу P, що перемагає тертя в частинах регулятора і переставляє пароподільчий механізм.

Ця сила, що її звуть п е р е с т а в н а с и л а, з'являється через зміну відосередкової сили C на величину ΔC Тому

$$C \quad E = \Delta C \quad P$$

$$P = E \frac{\Delta C}{C}$$

Беручи на увагу рівняння (55) у попередньому параграфі

$$P = \varepsilon E \qquad (56)$$

тобто переставна сила дорівнює добуткові з енергії на міру нечутливости.

Величина переставної сили збільшується з підвищенням міри нечутливости. З другого боку, міра нечутливости тим менша, чим більша енергія регулятора при заданій силі P.

НБ УДУНТ (ДІТ)

У попередньому параграфі зазначалося, що міра нечутливости залежить від опору розподільчого механізму та від власного тертя регулятора. Корисна переставна сила, що переміщає розподільчий механізм,

$$W_s = P - W_r,$$

де W — опір регулятора від тертя. При цьому

$$W_r = \varepsilon_r E$$
$$W_s = \varepsilon_s E$$
$$W_s = E\,(\varepsilon - \varepsilon_r)$$

В каталогах фірм, що будують регулятори, зазначають звичайно повну величину P переставної сили, а міру нечутливости дають, не враховуючи власного тертя.

Припустімо, наприклад, що за даними фірми переставна сила становить 10 кг, міра нечутливости $2^0/_0$. За нашими позначеннями

$$P = 10 \text{ кг}$$
$$\varepsilon_s = 2.0{,}02 = 0{,}04$$

Беручи міру нечутливости, що залежить від власного тертя,

$$\varepsilon_r = 0{,}01,$$

знайдемо

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r = 0{,}05.$$

Енергія регулятора

$$E \quad \frac{P}{\varepsilon} = \frac{10}{0{,}05} \quad 200 \text{ кг}$$

Корисна переставна сила, що її можна використати для переставляння розподільчого механізму

$$W_s = \varepsilon_s \,.\, E \;= 0{,}04 \quad 200 \;= 8 \text{ кг}$$

Частина переставної сили, витрачена на перемагання власного тертя

$$W_r = \varepsilon_r E \;= 0{,}01 \quad 200 \;= 2 \text{ кг}$$

З цього прикладу, де шкідні опори становлять $20^0/_0$ від повної величини переставної сили, ясно, як старанно треба виготовляти регулятора.

Добуток із середньої величини енергії E на перебіг злучника s звуть роботоспроможність регулятора

$$A = Es. \tag{57}$$

§ 95. Коливання регулятора

Коли обтяг машини змінюється, регулятор не відразу установлює новий стан рівноваги.

Припустімо, що обтяг машини зменшився, через що підвищилося число обертів машини. Регуляторів злучник при цьому підіймається, переставляючи розподільчий механізм так, щоб потужність машини зменшилася. При деякому положенні муфти рухова сила машини вирівнюється з обтягом. Але маятники регулятора розходяться й далі підо впливом сили інерції. Злучник підіймаючись переставляє розподільчий механізм у таке положення, що потужність машини стає нижча від її обтягу, і число обертів починає спадати. Регуляторові маятники зближаються, але й тут переходять через положення рівноваги, підвищивши потужність машини більше ніж треба.

Рівновага встановлюється тільки після кількох коливань регулятора, що можуть бути тривалі і порушувати отже точність регулювання.

Коливання регуляторів особливо великі при малих мірах нерівномірности.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Толле дає таку формулу, щоб визначати найменшу допускну міру нерівномірности

$$\delta_{r\ \min} = \sqrt[3]{\frac{s}{g.T^2}} \tag{58}$$

Тут означають:

s_r — зведений перебіг злучника регулятора в см;

$$s_r = \frac{\text{сумі добутків з ваги всіх частин регулятора на квадрати їхніх шляхів}}{\text{роботоспроможність регулятора}}$$

(для тягарових регуляторів s_r майже дорівнює перебігові злучника s; пружинні регулятори дають менші вартості s_r і можуть допускати тому менші міри нерівномірности).

$g = 981$ см/сек.^{2}— пришвидшення сили ваги.

T — час у секундах, за який машина із стану спокою досягає свойого нормального числа обертів при найбільшому наповненні, але без обтягу. T можна визначити для робочої машини випробуванням, або обчислити так.

Назвімо:

N_{max} — найбільшу потужність машини (при найбільшій мірі наповнення) в мех. конях,

M — масу обода маховика в кі,

v — швидкість його в м/сек.

Середня величина роботи машини за час T її розгону дорівнює:

$$\frac{N_{max}\ T\ .\ 75}{2}\ \text{кг/м}$$

Роботу цю використовується, щоб надати рухової енергії маховикові, тому

$$\frac{75\ .\ N_{max}\ .\ T}{2} = \frac{Mv^2}{2},$$

звідки

$$T = \frac{Mv^2}{75\ .\ N_{max}} \tag{59}$$

Найвигіднішу величину міри нерівномірности, коли коливання регулятора неможливі, можна визначити за формулою Толле:

$$\delta_r = 2\sqrt[3]{\frac{s_r}{g\ .\ T^2}}$$

З коливанням регулятора не треба змішувати «стрибання» чи тремтіння регулятора, що виявляється тоді, коли

$$\varepsilon < \delta,$$

цебто міра нечутливости регулятора менша за міру нерівномірности маховика.

Якщо таке співвідношення існує, то коливання ободової швидкости протягом одного оберту сприймає регулятор, що його злучник виконує ввесь час дуже швидкі коливання (тремтіння).

Здебільшого цього явища намагаються уникнути, вибираючи

$$\varepsilon > \delta,$$

але в деяких конструкціях інерційних регуляторів «стрибання» вводять навмисне, щоб зменшити власне тертя регулятора: сучинник тертя під час руху менший, ніж у стані спокою, і величина ε_r виходить незначна. Треба проте мати на увазі, що «стрибання» сприяє тому, що тертьові поверхні швидше стираються.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Щоб знищити коливання та «стрибання» регуляторів, їх часто роблять з оліяними гальмами (катаракгами). Толок такого гальма злучено з регуляторовим злучником, і переміщення його гальмує перетікання олії з одної порожнини циліндра в другу вузьким каналом, що його перекрій можна регулювати.

Наявність гальма збільшує шкідний опір W_r, підвищуючи міру нечутливости. Щоб зберегти малу величину цієї міри, доводиться вибирати важчі регулятори (з великою енергією E).

§ 96. Характеристика регуляторів за кривими відосередкової сили

Толле запропонував таку графічну методу оцінювати регулятори.

Для ряду положень тягарів регулятора визначають величину відосередкової сили C і відкладають її по ординатах на діяграмі, що її абсциси в віддалі від центру тягара до осі обертання регулятора.

На фіг. 289 — 291 подане зразки кривих C для різних регуляторів.

Як відомо, відосередкова сила

$$C = mr\omega^2 = \frac{G}{g} r \left(\frac{2\pi n}{60}\right)^2$$

де G — вага маятників, r — їхнє віддалення від регуляторової осі.

Тому (покладаючи $\pi^2 = g$)

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{C}{Gr}$$

Тому, що за фіг. 289

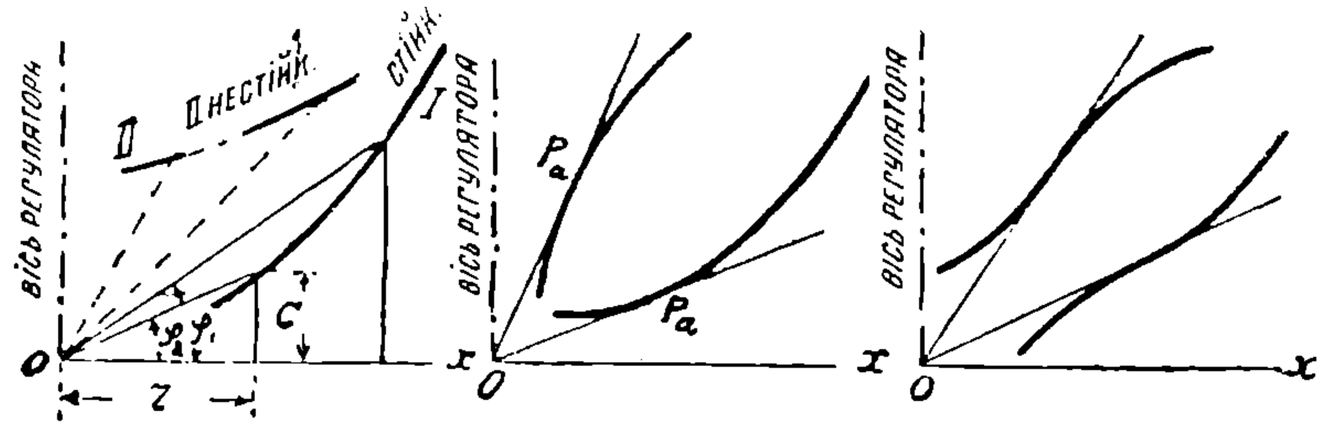
$$\frac{C}{r} = \operatorname{tg}\varphi,$$

то

$$n = \frac{30}{\sqrt{G}}\sqrt{\operatorname{tg}\varphi} \quad k\sqrt{\operatorname{tg}\varphi},$$

де k — сталий сучинник.

Характер зміни кута φ, що його визначають, проводячи вектора з точки O в ту чи ту точку кривої C, є характеристика регулятора.



Фіг. 289, Фіг. 290, Фіг. 291.

Криві відосередкових сил.

Якщо крива C переходить у просту лінію, що проходить через початок координат, то

$$\operatorname{tg}\varphi = \text{const}$$

і число обертів регулятора однакове при будь-якому положенні тягарів. Такий обрис кривої C свідчить отже про астатичність регулятора.

Якщо $\operatorname{tg}\varphi$ збільшується із збільшенням r, цебто число обертів підвищується в міру того, як розходяться маятники, то регулятор стійкий. Дотичні до кривої C перетинають при цьому вісь OX праворуч від початку координат (крива 1 на фіг. 289). А якщо ці дотичні перетинають вісь абсцис ліворуч від точки

НБ УДУНТ (ДІТ)

O, то $\mathrm{tg}\,\varphi$, а разом з ним і число обертів зменшується із зростанням r — регулятор нестійкий (крива — II на фіг. 289).

Деякі точки кривої можуть лежати на дотичній з початку координат (точка P_a на фіг. 290). Регулятор у цьому положенні астатичний, при чому для кривих на фіг. 290 по один бік від точки P_a регулятор стійкий, по другий — нестійкий.

На фіг. 291 подано криві C з астатичною точкою перегину. Верхня крива показує нестійкість регулятора при всіх його положеннях, нижня має завжди стійкий характер.

Для псевдоастатичних регуляторів, що їх у дійсності й уживають, крива C повинна наближатися до простої, що проходить через точку O.

За формулою, наведеною в § 93, міра нерівномірности

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

Тому що

$$n \cong \frac{n_1 + n_2}{n},$$

то

$$\delta_r = \frac{n_1 - n_2}{n} \quad \frac{n_1 + n_2}{2n_k} = \frac{n_1^2 - n_2^2}{2n^2}$$

Маючи на увазі, що

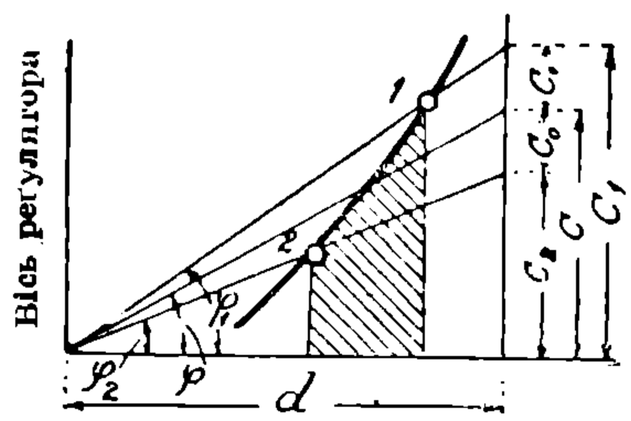
$$n_1^2 = k^2 \mathrm{tg}\,\varphi_1;\ \ n_2^2 = k^2 \mathrm{tg}\,\varphi_2;\ \ n^2 = k^2 \mathrm{tg}\,\varphi,$$

міру нерівномірности можна виразити формулою:

$$\delta r = \frac{\mathrm{tg}\,\varphi_1 - \mathrm{tg}\,\varphi_2}{2\,\mathrm{tg}\,\varphi}$$

Користуючись із цієї формули, легко визначити міру нерівномірности за допомогою кривої C.

Припустімо, що на фіг. 292 найбільшу й найменшу відосередкові сили визначають ординати в точках 1 та 2.



Фіг. 292. Визначення міри нерівномірности та роботоспроможности регулятора за кривими Толле.

З початку координат O проведімо промені $O1$ та $O2$ (під кутами φ_1 і φ_2) і продовжмо їх до перетину із сторчем, що лежить на довільній віддалі d від точки O. Проведімо також бісектрису кута $1O2$.

Тоді при позначеннях фіг. 292

$$\mathrm{tg}\,\varphi_1 = \frac{C_1}{d};\ \ \mathrm{tg}\,\varphi_2 = \frac{C_2}{d};\ \mathrm{tg}\,\varphi = \frac{C}{d}$$

Тому

$$\delta = \frac{C_1 - C_2}{2C} = \frac{2C_0}{2C} = \frac{C_0}{C}$$

За допомогою кривої C, нарешті, можна визначити й роботоспроможність регулятора. Точну величину її визначають за формулою

$$A \int Eds$$

Тому, що силу, прикладену до злучника (енергія E), зрівноважує відосередкова сила C, то

$$Eds = Cdx$$

де dx являє собою безконечне мале переміщення точки прикладання сили C (цебто маятника), коли злучник підіймається (або спускається) на ds.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Беручи на увагу останнє рівняння,

$$A = \int C dx$$

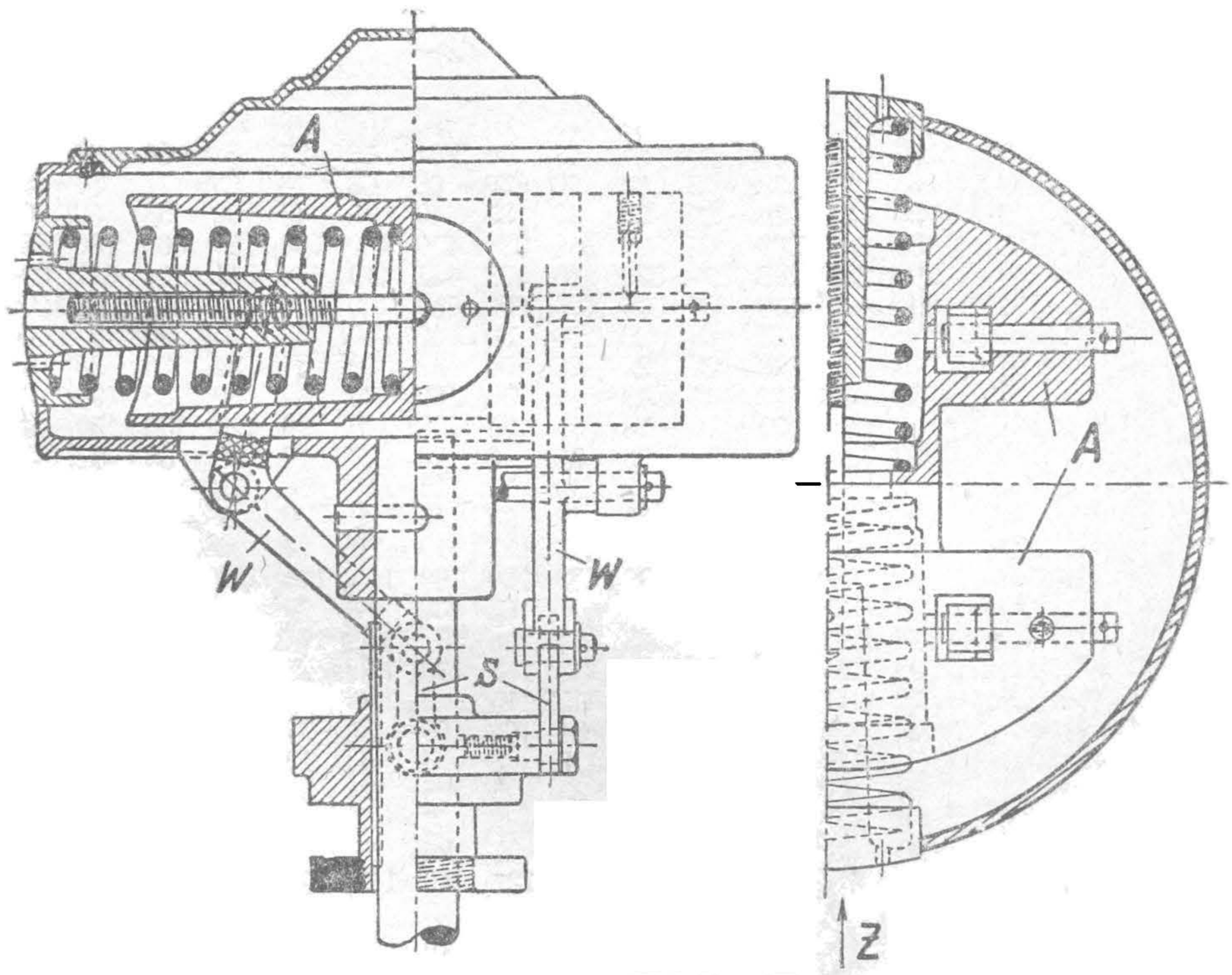
Величину цього інтеґрала графічно можна визначити, вимірявши зарисковану площу на фіг. 292.

Під час точніших досліджень реґуляторів відосередкову силу C розкладають на частини, що їх зрівноважує окремо вага маятників, обтяг злучника і натяг пружини, і будують окремі криві для кожної з цих складових відосередкової сили C. При цьому з'ясовується, як найвигідніше розташувати і як почепити частини реґулятора.

§ 97. Гартунґів пружинний реґулятор та його розрахунок

Найбільше поширені тепер пружинні реґулятори, що завдяки меншій інерції мас установлюються в новому стані рівноваги швидше, ніж тягарові реґулятори.

Особливо відомий реґулятор фірми Hartung, Kuhn & C^0 в Дюссельдорфі, що його конструкцію подано на фіг. 293.



Фіг. 293. Гартунґівський реґулятор.

Два маятникові тягарі A розходячись стискають спіральні пружини і за допомогою кутових важелів W та серег S переставляють злучника M (з правого боку дано вигляд на реґулятор по стрільці Z).

В таблиці IX наведено основні характеристики Гартунґових реґуляторів (за каталогом фірми); вони розвивають енергію, що збільшується із збільшенням числа обертів.

Зовнішні розміри реґуляторів цього типу наведено в таблиці X та на фіг. 294.

Обрис, вагу та розташування тягарів треба вибрати. Задано також число обертів та міру нерівномірности реґуляторів. Треба визначити розміри пружин реґулятора.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Нумер регулятора.	88	89	90	91	92	93
Число обертів за хв . .	450	400	380	340	310	240
Середня величина енергії E в кг	20	25	37,5	56,25	81,25	112,5
Перебіг злучника в мм.	10	12	15	20	25	30
Роботоспроможність A в кг. мм	200	300	562,5	1 25	2031,25	3375
Середня переставна сила при мірі нечутливости 0,04 кг	0,8		1,5	2,25	3,25	4,5
Загальна вага регулятора в кг . .	12,5	5	18	25	34	52

ТАБЛИЦЯ X

Розміри Гартунґових регуляторів (до фіг. 294).

Нумер регулятора		88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	1[illegible]	1[illegible]2
Розміри в мм . .	A	37	48	52	57	62	75	80	90	10[illegible]	110	117	140	160	200	240
	B	2,95	32	33	40	44	48	51	64	56	57	58	61	62	70	75
	C	35	37	38	42	42	50	58	68	66	76	69	72	80	80	80
	D	20	24	24	26	28	30	35	40	45	45	50	55	60	65	70
	E	185	245	260	265	310	350	380	420	460	500	550	660	780	860	960
	F	200	228	245	277	300	360	388	421	440	486	511	564	617	690	731
	G	350	400	450	500	550	600	600	650	700	800	800	900	1000	1200	1400
	G_1	10	12	15	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110
	H	15	18	18	20	22	26	32	32	32	34	34	36	38	44	48
	I	36	40	42	46	48	50	55	60	65	75	80	85	90	95	110
	K	56	64	70	76	78	85	95	108	110	116	120	136	150	162	192
	L	16	20	22	23	23	23	26	26	28	28	28	32	32	36	36
	M	2	4	5	7	9	10	11	11	10	12	13	13	15	16	18
	N	12	13	14	15	17	18	18	18	20	20	21	21	21	24	26
	O	10	10	10	15	16	17	17	10	20	20	20	22	22	24	25
	P	64	70	76	80	90	100	100	168	115	124	130	145	160	172	208
	Q	36	40	42	45	52	60	65	66	77	79	83	92	104	120	140
»		170	220	230	242	242	324	324	390	390	474	474	570	660	800	800
»	l_1	95	110	110	122	122	148	148	170	170	225	225	285	360	500	500
»	l_2	70	80	80	92	92	115	115	126	126	160	160	225	275	340	340
» »	l_3	40	45	45	58	58	64	64	60	60	74	74	130	150	176	176
» »	S	4	5	5	8	8	8	8	8	8	10	10	8	8	10	10
» »	T	10	13	13	15	15	25	25	25	25	30	30	40	45	45	45
»	U	6	8	8	8	8	8	8	8	8	10	10	15	20	25	25
»	V	10	13	13	15	15	25	25	25	25	30	30	35	40	40	40
» »	W	70	78	85	89	100	120	130	140	148	156	176	190	206	246	268
» »	X	7	9	9	13	12	15	14	19	26	23	15	28	39	57	84
» »	Y	38	46	46	50	52	60	65	76	85	80	95	100	110	120	130
» »	Z	34	38	40	44	46	48	54	60	65	68	74	80	88	98	106

Припустимо, що кожен із маятників важить $G_0 = 9{,}5$ кг, злучник разом сергами S (фіг. 293) $Q = 4{,}4$ кг.

Кожен з кутових важелів, що схему їх подано на фіг. 295, важить 1,35 кг, при чому верхнє рамено важить $G_1 = 0{,}9$ кг, а нижнє $G_2 = 0{,}45$ кг. Центр ваги верхнього рамена лежить на віддалі $l_1 = 3{,}5$ см від точки опори D, нижнього — на віддалі $l_2 = 6{,}8$ см.

Число обертів машини $n = 290$.

Теоретична міра нерівномірности $\delta = 0{,}05$.

Сили, прикладені до важелів чи злучника регулятора, будемо відносити до центру ваги маятників. При цьому ми розглядатимемо в дальшому умови рівноваги тільки одного маятника.

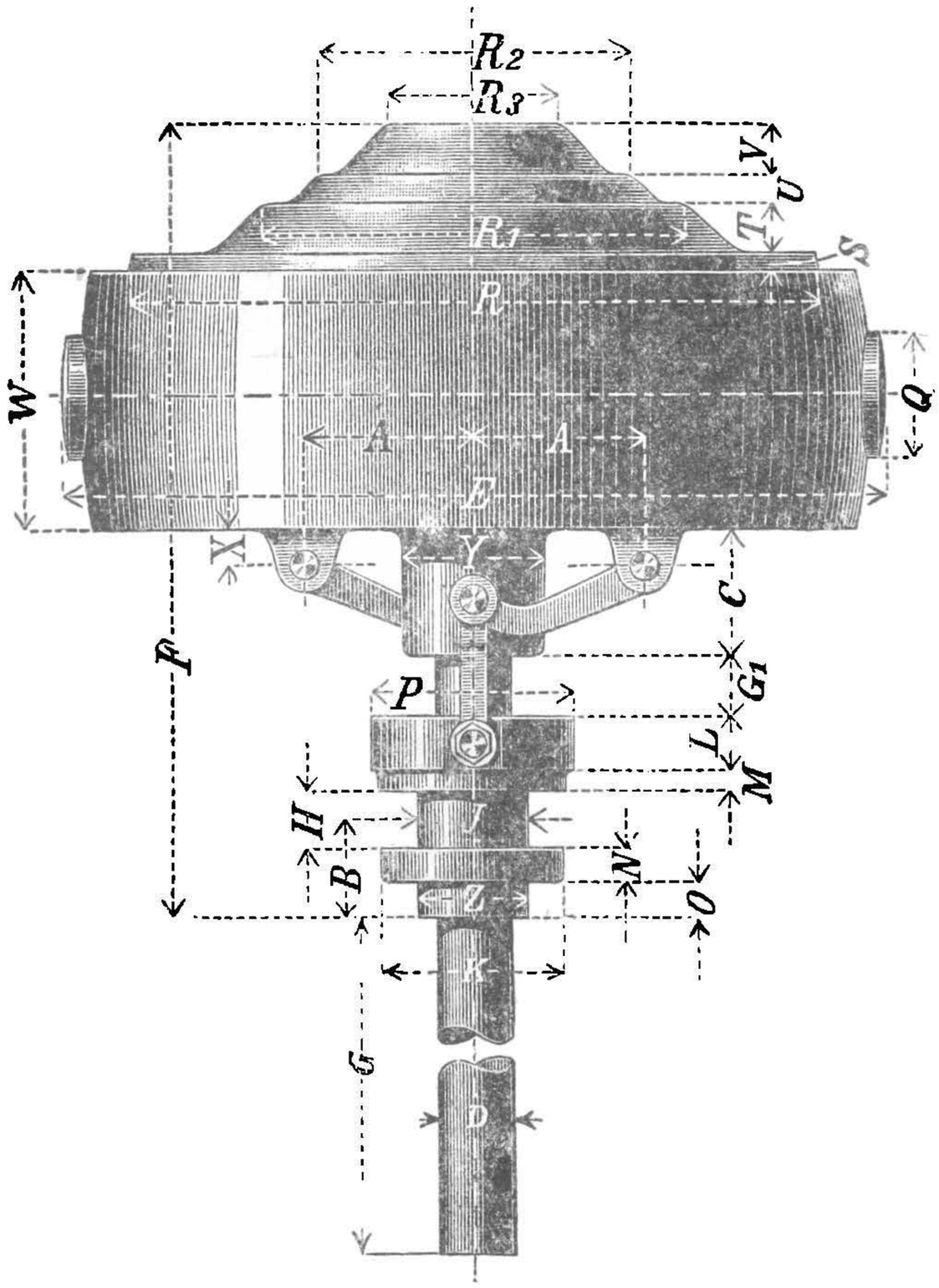
НБ УДУНТ (ДІТ)

94	95	96	97	98	99	100	101	102
240	210	200	190	180	165	160	140	130
150	187,5	237,5	262,5	300	400	600	750	1000
30	40	50	60	70	80	90	100	110
4509	7100	11875	15750	21000	32000	54000	75000	110000
6	7.5	9,5	10,5	12	16	24	30	40
61	84	104	130	168	229	318	420	680

Відосередкова сила маятника

$$C_0 = \frac{G_0}{g} x\omega^2,$$

де x — віддаль від центру ваги маятника до осі обертання в даний момент.



Фіг. 294. Зовнішні розміри гартунгівського регулятора.

Відосередкова сила кутового важеля, зведена до центру ваги маятника (див. фіг. 295)

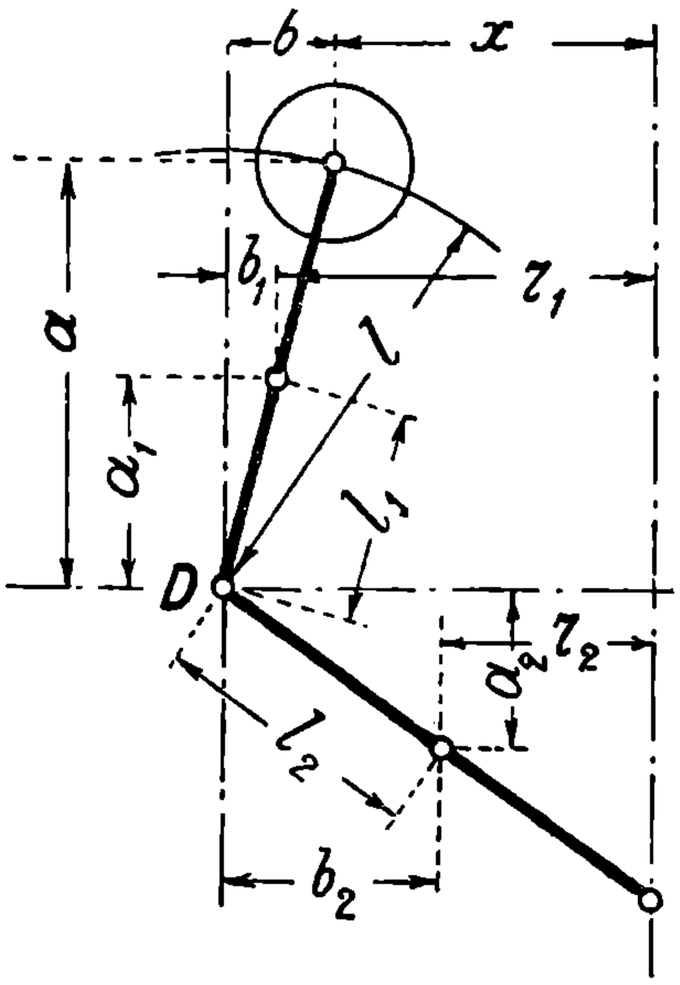
$$C' = \left(\frac{G_1}{g} a_1 r_1 - \frac{G_2}{g} a_2 r_2\right)\frac{\omega^2}{a}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Суму обох сил

$$C = C_0 + C' = \frac{\omega^2}{g}\left[G_0 x + \frac{G_1 a_1 r_1 - G_2 a_2 r_2}{a}\right] =$$

$$= \frac{\pi^2\, 290^2}{900 \quad 9{,}81}\left[9{,}5x + \frac{0{,}9 a_1 r_1 - 0{,}45 a_2 r_2}{a}\right]$$



Фіг. 295. Схема кутового важеля гартуттівського регулятора.

нанесемо на графік (фіг. 296) в функції величини x (при цьому, звичайно, для кожної вартости x треба знаходити, будуючи схему кутового важеля, величини a_1, r_1, a_2, r_2 та a). Крива DE і являтиме собою зміну відосередкової сили частин регулятора залежно від положення маятників при одному певному числі обертів.

Для будь-якого іншого числа обертів n відосередкову силу одержимо, помноживши величину C на відношення $\left(\frac{nx}{n}\right)^2$. При мірі нерівномірности $\delta r = 0{,}05$, найбільше число обертів $n_1 = 1{,}025 \cdot 290 = 297$, найменше $n_2 = 0{,}975 \cdot 290 = 283$. Для цих двох чисел обертів на графіку (фіг. 296) і нанесено криві FG та HK за формулами:

$$C_1 = C\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = C\left(\frac{297}{290}\right)^2 = 1{,}05C$$

$$C_2 = C\left(\frac{n_2}{n}\right)^2 = C\left(\frac{283}{290}\right)^2 = 0{,}95C$$

Відосередкова сила повинна бути в рінновазі із силою пружини та власною вагою регуляторових мас.

Щоб зрівноважити вагу маятника, потрібна сила, прикладена в його центрі ваги

$$C_0 = \pm G_0 \frac{b}{a} = \pm 9{,}5 \frac{b}{a}$$

Щоб зрівноважити вагу верхньої частини кутового важеля

$$C_p = \pm G_1 \frac{b_1}{a} = \pm 0{,}9 \frac{b_1}{a}$$

(див. фіг. 295).

Суму обох сил

$$C'_b = C_0 + C_p$$

на фіг. 296 подає крива LM.

Чин ваги злучника регулятора Q повинна зрівноважити сила (що припадає на один маятник)

$$C_м = \frac{Q}{2} \cdot \frac{a}{a} = 2{,}2 \frac{d}{a}$$

(див. фіг. 297), чин нижнього рамена кутового важеля — сила

$$C_н = G_2 \frac{b_2}{a} = 0{,}45 \frac{b_2}{a}$$

Суму

$$\Sigma C_b'' = C_м + C_н$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

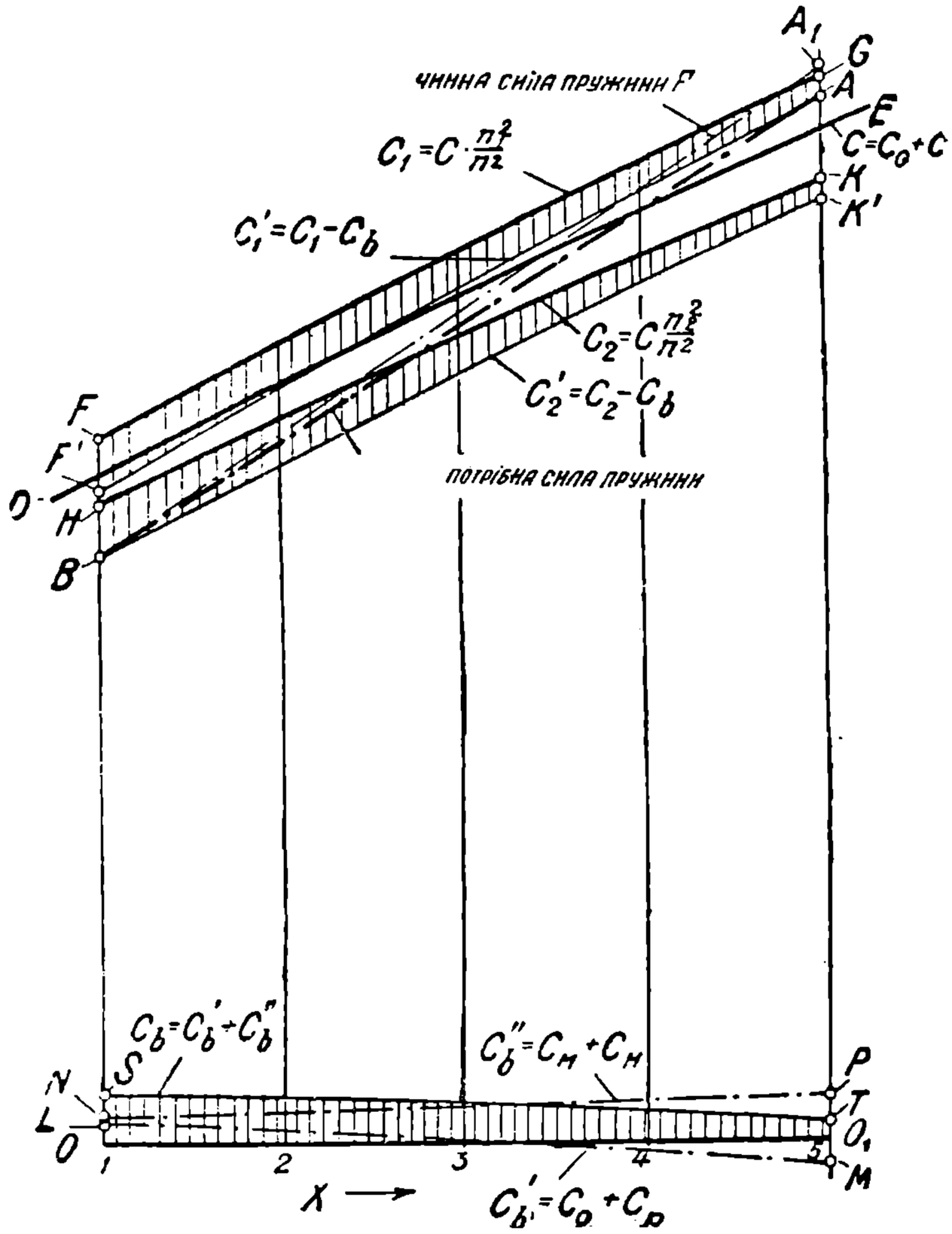
подає на фіг. 296 крива NP, суму

$$C_b = C_b' + C_b''$$

крива ST.

Віднімаючи ординати останньої кривої з ординат кривих C_1 та C_2, одержуємо нові криві $C'_1(F'A)$ та $C_2'(BK')$.

Криві ці показують величини відосередкових сил, що їх повинен зрівно-



Фіг. 296. Криві відосередкових сил: 1) чинна сила пружини F;
2) потрібна сила пружин.

важувати натяг пружини. Очевидно, максимальну силу пружини визначатиме ордината AO_1, мінімальну — ордината BO. Тому, що сила пружини пропорційна до її прогину, досить злучити простою лінією точки A та B для того, щоб мати графік зміни сили пружини за даних умов. При цьому не взято на увагу відосередкову силу, що спричиняє маса самої пружини.

З фіг. 296 маємо: максимальна сила пружини

$$F_{max} = 96 \text{ кг},$$

мінімальна

$$F_{min} = 54{,}2 \text{ кг}$$

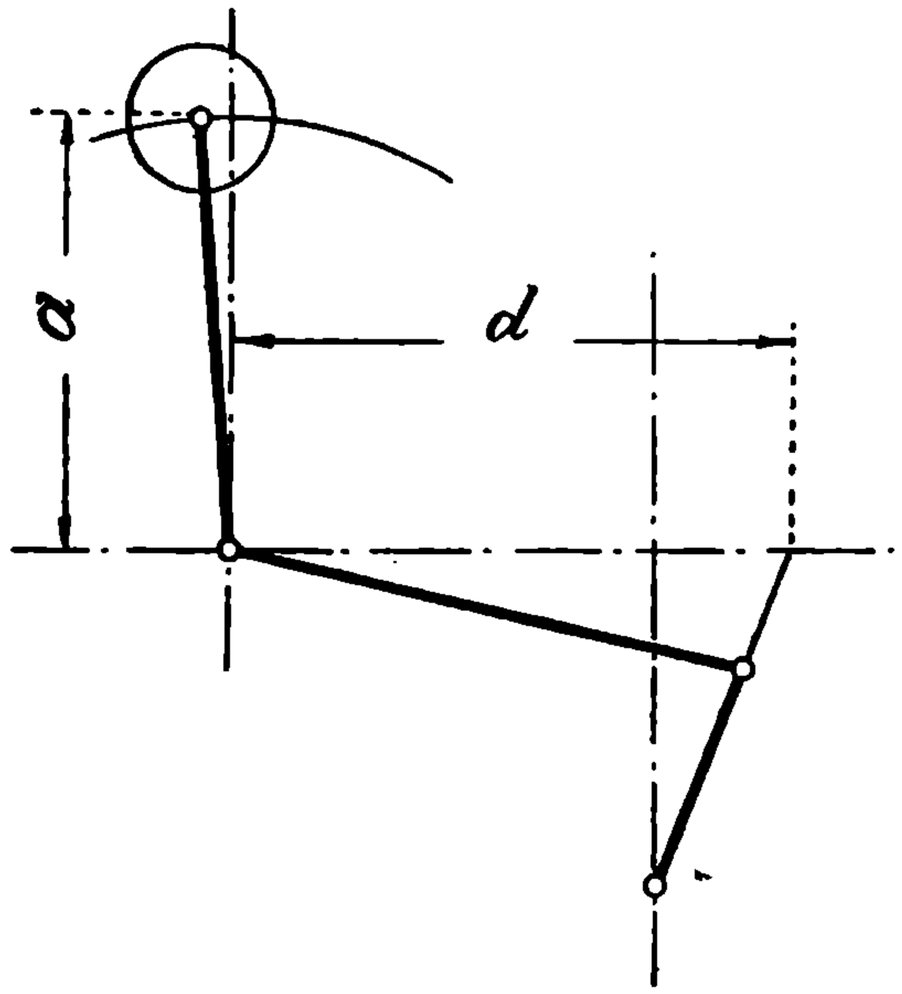
Тому, що максимальне переміщення маятників становить $f = 3{,}35$ см, то від прогину на 1 см натяг пружини повинен змінятися на

$$F_0 = \frac{96 - 54{,}2}{3{,}35} = 12{,}5 \text{ кг}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

З конструктивних міркувань вибрано радіюс пружини $R = 3{,}5$ см; тоді грубина дроту (за формулою на стор. 234)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,R F_{max}}{\pi k}} = \sqrt[3]{\frac{16\ .\ 3{,}5\ .\ 96}{3{,}14\quad 3500}} \cong 0{,}8 \text{ см},$$



Фіг. 297. Схема кутового важеля.

де допускну напругу на скручування взято

$$k_d = 3500 \text{ кг/см}^2$$

Число звоїв пружини

$$z = \frac{Gd^4}{64 F_o R^3} = \frac{800000\ .\ 0{,}8^4}{64\ .\ 12{,}5\ .\ 3{,}5^3} = 9{,}55$$

(модуль пружности взято $G = 800000$ кг/см²).

Візьмімо $z = 9$. В цьому випадку

$$F_o = 13{,}2 \text{ кг}$$

Залишаючи найменшу силу пружини

$$F_{min} = 54{,}2 \text{ кг},$$

знайдемо тепер максимальну силу її

$$F_{max} = F_{min} + F \quad f = 54{,}2 + \\ + 13{,}2 \quad 3{,}35 = 98{,}5 \text{ кг}$$

Через це зміну сили пружини на фіг. 296 замість BA подасть проста BA_1. Довжина пружини, коли регулятор перебував в спокої, повинна дорівнювати (за рисунком) 15,5 см; довжина її, коли маятники розходяться найбільше,

$$l_{min} = 15{,}5 - 3{,}35 = 12{,}15 \text{ см}$$

Вільна довжина пружини

$$l = l_{min} + \frac{F_{max}}{F_o} = 12{,}15 + \frac{98{,}5}{13{,}2} = 19{,}6 \text{ см}$$

Цими числами вичерпуються величини, що характеризують кожну з пружин регулятора.

Щоб уточнити розрахунок, візьмімо тепер на увагу чин маси пружини. Вага її, коли є один зайвий звій (на опорних поверхнях)

$$G_f = \frac{\pi d^2}{4} 2\pi R\ (z+1).\ \gamma$$

$$G_f = \frac{3{,}14^2\ .\ 0{,}8^2}{4}\ .\ 2\ .\ 3{,}5\ .\ 10\ .\ 0{,}0077 = 0{,}85 \text{ кг}$$

Маса пружини $\frac{Gf}{g}$ коли обертається регулятор, спричиняє відосередкову силу, що обтяжує зовнішню опору пружини і знетяжує внутрішню.

За Толле відосередкова сила пружини

$$C_f = \frac{G_f}{g} \omega^2 (2x_1 + x_2)$$

де x_1 — віддаль внутрішнього краю пружини від осі обертання (при тому чи тому числі обертів), x_2 — віддаль зовнішнього краю пружини.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Додаючи до знайдених раніше відосередкових сил C (крива DE на фіг. 296) величину C_f, обчислену для нормального числа обертів n та різних положень маятників, одержимо на фіг. 298 криву D_1E_1:

$$\Sigma C = C_b + C_f$$

Позначмо літерою W суму сил, що зрівноважують зазначені відосередкові сили:

$$W = Cb + F$$

Зміну сили W на фіг. 298 подає крива $B'A'$.
З пропорції

$$\frac{n_x^2}{n^2} = \frac{W}{\Sigma C}$$

знайдемо для різних величин x числа обертів n_x, при яких W та ΣC взаємно зрівноважуються. В крайніх положеннях

$$n_{\max} = n\sqrt{\frac{W_{\max}}{\Sigma C_{\max}}} = 290\sqrt{\frac{100,2}{96}} = 296$$

$$n_{\min} = n\sqrt{\frac{W_{\min}}{\Sigma C_{\min}}} = 290\sqrt{\frac{58,7}{64}} = 278$$

Відхили від нормального числа обертів $n_{\max} - n = 6$ і $n - n_{\min} = 12$ не рівні один з одним. Тому, при тій самій різниці $n_{\max} - n_{\min} = 18$ ми припускаємо

$$n_{\max} = 299;\ n_{\min} = 281$$

Щоб здійснити це, треба, щоб

$$W'_{\max} = \Sigma C_{\max}\frac{n^2_{\max}}{n^2} = 96\left(\frac{299}{290}\right)^2 = 102,2\text{ кг},$$

$$W'_{\min} = \Sigma C_{\min}\frac{n^2_{\min}}{n^2} = 64\left(\frac{281}{290}\right)^2 = 60,2\text{ кг}$$

Тому знайдені раніше вартості W треба збільшити, коли тягарі розходяться найбільше, на $W'_{\max} - W_{\max} = 2$ кг, а коли вони розходяться найменше, на $W'_{\min} - W_{\min} = 1,5$ кг.

Додатковим натягом пружини можна збільшити її сили на величину, сталу для всіх положень маятників. Цю величину треба вибрати так, щоб вона дорівнювала $F_x = \frac{2+1.5}{2} = 1,7$ кг, цебто пружину треба додатково стиснути на $\frac{1,7}{13,2} = 0,13$ см, що, звичайно, можна цілком допустити з погляду її міцности.

Так ми знаходимо остаточну криву сил $W'' = W + F_x$ у вигляді лінії B_2A_2 на фіг. 298. В перетині цієї кривої з лінією ΣC для нормального числа обертів (точка Y) визначається переміщення маятника $x_н$ при нормальному числі обертів. Для крайніх положень маятників остаточні числа обертів.

$$n_{\max} = n\sqrt{\frac{W''_{\max}}{\Sigma C_{\max}}} = 299$$

$$n_{\min} = n\sqrt{\frac{W''_{\min}}{\Sigma C_{\min}}} = 281,$$

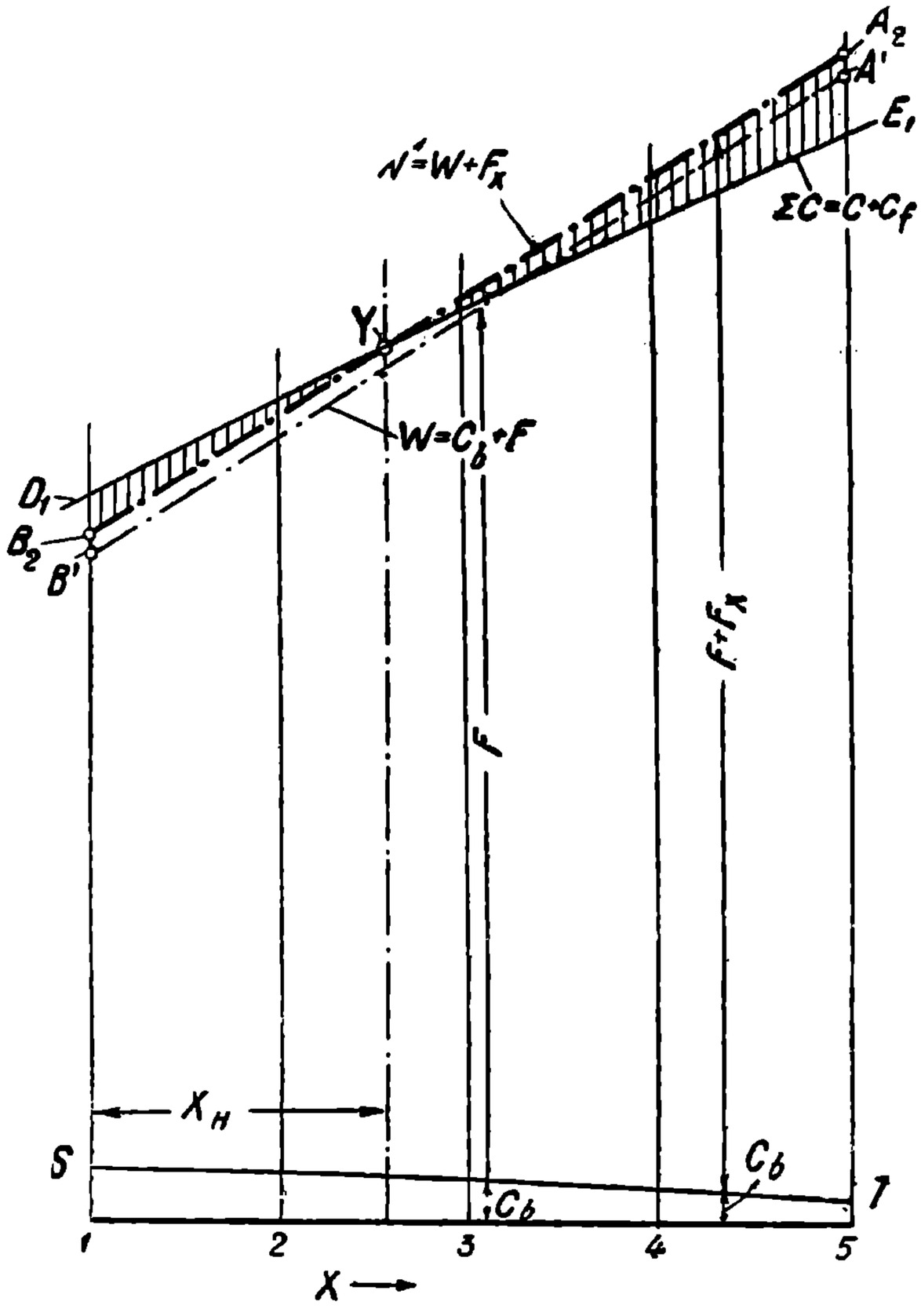
що збігається з вибраними величинами.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Міра нерівномірности

$$\delta_r = \frac{299 - 281}{290} = 0{,}062$$

замість заданої 0,05.



Фіг. 298. Криві зусиль, прикладених до регулятора.

Якби число звоїв пружини було більше, а діяметр її менший, можна було б одержати меншу міру нерівномірности.

§ 93. Добір регулятора

Конструктуючи та розраховуючи машину, регулятора звичайно не проєктують (це стосується більшою мірою до конічних регуляторів і далеко меншою до плоских). На виготовленні регуляторів спеціялізувалося кілька першокласних фірм, що за їхніми каталогами й доводиться добирати потрібний регулятор.

В каталогах фірм [1] регулятор кожного розміру має певний нумер і для нього зазначено: число обертів регулятора (може не збігатися з числом обертів машини), середню величину енергії E, перебіг регуляторового злучника s, ро-

[1] Широко відомі Гартунгові, Преллеві та інші регулятори.

НБ УДУНТ (ДІТ)

ботоспроможність $A = Es$, переставну силу P, що відповідає звичайно зміні швидкости обертання на $2^0/_0$, цебто мірі нечутливости $\varepsilon = 0{,}04$.

З зазначених величин число обертів та перебіг реґуляторового злучника можна міняти в порівнюючи широких межах, вводячи передачі між валом машини та віссю реґулятора з одного боку, між злучником реґулятора та розподільчим механізмом — з другого.

Важлива величина для добору реґулятора — це опір розподільчого механізму W_s (див. § 94). Точно визначити цю величину можна тільки випробувавши машину, бо вона залежить від багатьох чинників, що їх аналітично не можна врахувати.

Проєктуючи машину, найкраще керуватися даними такої самої машини, що вже працює, і тільки, тоді, коли немає таких даних, доводиться звертатися до емпіричних формул, що їх радять деякі автори.

Добуток із сили опору розподільчого механізму, віднесеного до злучника реґулятора, на перебіг злучника назвемо роботою переставляння розподільчого механізму

$$M = W_s s$$

Щоб визначити величину M, проф. Котурніцький[1] дає формулу

$$M = kd^2 \text{ кг/м},$$

де d — діяметр паропідвідної труби в см, $k = 0{,}05$ для дросельних поворітних хлипаків, 0,015 — для двосідлових хлипаків, 0,01 — для циліндричних хлипаків.

Гедер для тієї самої величинни M, але в кг/мм дає таку таблицю вартостей зв'язаних з діяметром циліндра.

Діяметр циліндра мм		200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
Рідерові суваки	плоский.	100	200	350	550	800	1100	—	—	—	—	—	—
	півкругл..	60	120	220	350	500	600	—	—	—	—	—	—
	циліндр.	50	100	160	220	280	320	360	560	730	900	1050	1200
Хлипак. розпод.	розчин	—	70	130	190	230	280	320	440	560	670	780	890
	примус	—	130	190	230	280	320	360	560	670	980	890	1000

Знайшовши величину M, можна визначити роботоспроможність реґулятора A.

Енергія реґулятора

$$E = \frac{W_s}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{M}{s(\varepsilon - \varepsilon_r)}$$

(ε_r — вибирають залежно від конструкції реґулятора: для тягарових реґуляторів $\varepsilon_r = 0{,}02$, для Гартунґового зрівноваженого реґулятора $\varepsilon_r = 0{,}003$; для більшости інших систем — мішаних пружинно - тягарових $\varepsilon = 0{,}01$).

Роботоспроможність

$$A = Es = \frac{M}{\varepsilon - \varepsilon_r}$$

Приклад.

Добрати реґулятор для машини тандем з Кольмановим хилпаковим розподілом. Діяметр високотискового циліндра $D = 450$ мм; $n = 90$. Нормальна потужність $N_e = 300$ мех. коней, максимальна $N_{max} = 400$ мех. коней. Вага маховика $G = 9400$ кг, діяметр його $D_k = 3{,}8$ м, міра нерівномірности маховика $\delta = 0{,}01$.

За Гедеровою таблицею знаходимо для $D = 450$ мм роботу для переставляння розподілу

$$M = 280 \text{ кг/мм}$$

[1] Див. Деппе, Паровые машины, стор. 368.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Для Гартунґового регулятора беремо

$$\varepsilon = 0{,}04$$
$$\varepsilon_r = 0{,}003$$

Роботоспроможність регулятора

$$A = Es = \frac{M}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{280}{0{,}037} = 7650 \text{ кг/мм}$$

За таблицею IX в попередньому параграфі можна вибрати регулятора № 95, що має

$$A = 7100 \text{ кг/мм}$$

Для цього регулятора

$$n_r = 210^*$$
$$E = 187{,}5 \text{ кг}$$
$$s = 40 \text{ мм}$$
$$P = 7{,}5 \text{ кг}$$

Отже між машиновим валом та віссю регулятора треба здійснити передатне відношення

$$\frac{90}{210} = \frac{1}{2{,}3}$$

і так сконструктувати передачу від злучника регулятора до розподільчого механізму, щоб, коли злучник переміститься на 40 мм, здійснювались межі регулювання.

Відзначмо, що в нашому прикладі $\varepsilon = 0{,}04$, а $\delta = 0{,}01$, цебто

$$\varepsilon > \delta$$

Мінімальну міру нерівномірности $\delta_{r\,min}$ можна визначити за формулами § 95, відповідно до конструкції регулятора.

Подавши формулу (58) в вигляді

$$\delta_{r\,min} = \sqrt{\frac{m \cdot s}{g \cdot T^2}}$$

Гедер дає для сучинника m такі вартості:

$m = 1$ для тягарових регуляторів
$m = 0{,}79$ для Тренкових регуляторів
$m = 0{,}58$ для Гартунґових регуляторів
$m = 0{,}42$ для регуляторів Толле

Визначмо мінімальну міру нерівномірности для нашого прикладу. За формулою (59) час розгону

$$T = \frac{Mv^2}{75\,N_{max}}$$

Обводова швидкість маховика

$$v = \frac{\pi D_k n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 3{,}8 \cdot 90}{60} = 18 \text{ м/сек.}$$

Маса обода маховика

$$M = \frac{G}{g} = \frac{9400}{9{,}81},$$

---

* n_r — число обертів регулятора.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

тому

$$T = \frac{9400 \cdot 18^2}{75 \cdot 9{,}81 \cdot 400} = 10{,}35 \text{ сек.}$$

Беручи $m = 0{,}58$, знайдемо

$$\delta_{r\ \min} \sqrt[3]{\frac{0.58 \cdot 4}{981 \cdot 10{,}35^2}} = 0{,}0284$$

§ 99. Плескі регулятори. Основи теорії та розрахунку

Поняття про плоский регулятор та про вживання його до паророзподільчих механізмів дано в §§ 52, 58 та 67.

Найпростішу схему регулятора дано на фіг. 299.

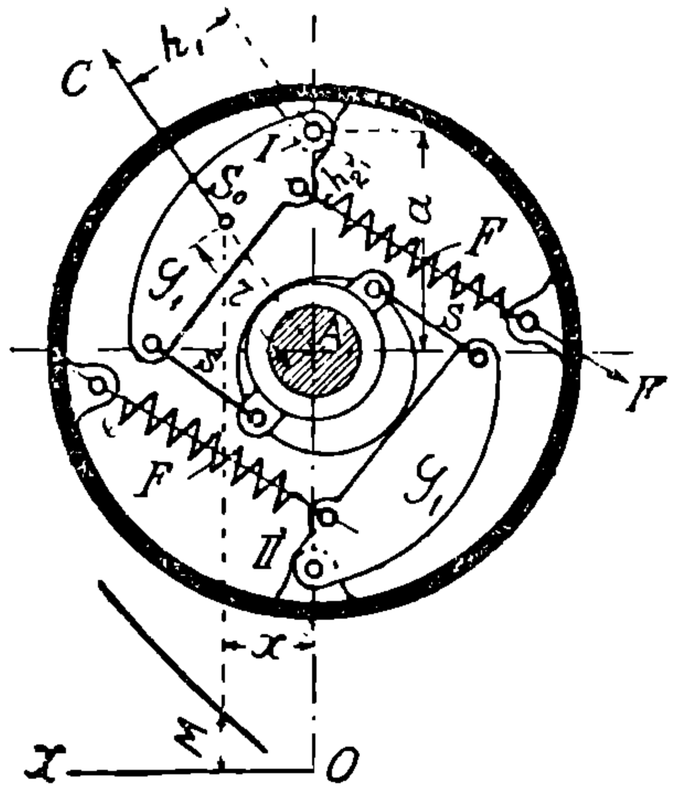
Тягарі G_1 розходячись за допомогою тяглів s повертають ексцентрика на валі і змінюють його кут випередження.

Відосередкову силу тягарів C зрівноважує натяг пружин F, так що кожному числу обертів регулятора відповідає певне положення тягарів та ексцентрика.

Звичайно, крім кута випередження, змінюється й ексцентриситет ексцентрика. Для цього в ексцентрику роблять проріз, що завдяки йому ексцентрик може переміщатися по валові; іноді вживають систему двох ексцентрикових кружал, що з них одного заплішено на валі, а другий може повертатись під впливом регулятора відповідно до першого (див. § 52).

Тягарі регулятора мають іноді простолінійне переміщення. Злучаючи з тягарами якунебудь масу, що обертається разом з валом, але цупко з ним не злучена, мають інерційний регулятор.

Відосередкова сила, що її розвиває маятник регулятора (див. фіг. 299).



Фіг. 299. Схема плоского регулятора.

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G_1}{g} \cdot r \cdot \omega^2$$

Щодо чопа I ця сила створює момент

$$M = C \cdot h_1 = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot h_1$$

Для рівноваги треба, щоб цей момент зрівноважував момент натягу пружини, цебто

$$M = F \quad h_2$$

Площу трикутника AIS_0 можна подати, як $\frac{rh_1}{2}$ або також як $\frac{ax}{2}$, тому

$$rh_1 = ax$$

В такому разі

$$M = mr\omega^2 h_1 = m\omega^2 ax = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{4\pi^2 n^2}{3600} \cdot ax = G_1 \left(\frac{n}{30}\right)^2 ax$$

Відкладаючи величини моментів M для різних положень центра ваги тягара S_0 від осі абсцис OX, нормальної до AI, одержимо криву M, що є така сама характеристика плоских регуляторів, як крива C — конічних. Наприклад, якщо регулятор астатичний, то крива M перетворюється на просту, що проходить через початок координат O.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Проектувати та розраховувати плоский регулятор доводиться великою мірою добором та спробами.

Задаючись повною мірою нерівномірності δ_g, знаходять числа обертів регулятора при крайньому зовнішньому (n_1) та крайньому внутрішньому (n_2) положеннях тягарів

$$n_1 = n\left(1 + \frac{\delta_g}{2}\right)$$

$$n_2 = n\left(1 - \frac{\delta_g}{2}\right)$$

Нарисувавши приблизний обрис тягарів, задавшись їхньою вагою і знайшовши їхній центр ваги, визначають відосередкову силу тягарів у двох крайніх положеннях (C' та C'').

Складають рівняння моментів для кожного з цих положень:

$$C'h_1' = F'h_2'$$
$$C''h_1'' = F''h_2''$$

де F' і F'' — натяги пружини при двох крайніх положеннях тягарів, а h'_2 та h_2'' — рамена сил F' та F''.

У точніших розрахунках треба взяти на увагу відосередкові сили та їхні моменти всіх обертових частин регулятора, зв'язаних з маятником (напр., пружин і тяглів s).

З двох вищенаписаних рівнянь визначають сили пружини при двох крайніх положеннях тягарів. Знаючи з рисунка прогин пружини при цьому, легко її розрахувати.

При розрахунку треба наносити графічну характеристику регулятора, як це зроблено, наприклад, у § 97.

Приклад.

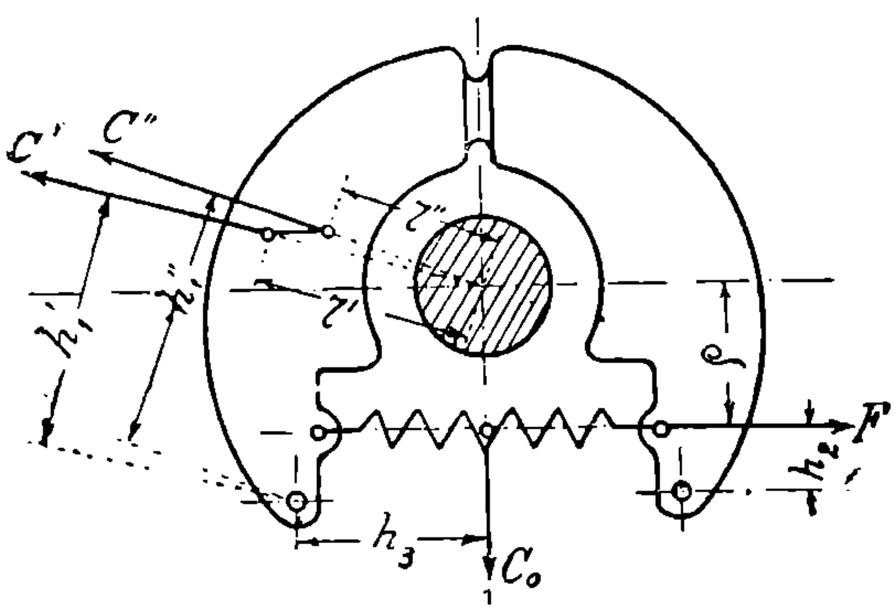
Розрахувати регулятор для локомобіля «Баденія», що його схему подано на фіг. 300.

Число обертів регулятора $n = 160$.

Міра нерівномірности повинна бути $\delta_g = 0{,}04$.

Розміри на схемі вибрано: радіюс центру ваги тягара при внутрішньому положенні маятника $r'' = 150$ мм; те ж саме при крайньому зовнішньому положеннні маятника $r' = 220$ мм; рамена сил C' та C'' щодо точки почепу тягара:

$h_1' = 223$ мм; $h_1'' = 230$ мм.



Фіг. 300. Схема плоского регулятора.

Рамено натягу пружини $h_2 = 60$ мм.

Радіюс центру ваги пружини $\rho = 148$ мм.

Рамено відосередкової сили C^0 пружини $h_3 = 155$ мм.

Вагу обох маятників візьмімо $G_1 = 40$ кг.

Вагу пружини візьмімо $G_0 = 5$ кг.

Найбільше число обертів регулятора $n_1 = 160 \quad 1{,}02 = 163$.

Найменше число бертів $n_2 = 160 \quad 0{,}98 = 157$.

Беручи на увагу відосередкову силу маси пружини (але нехтуючи невеликими змінами ρ та h_2, коли розходяться тягарі), можна скласти такі рівняння

$$C'h_1' = F'h_2 + C_0'h_3$$
$$C''h_1'' = F''h_2 + C_0''h_3$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

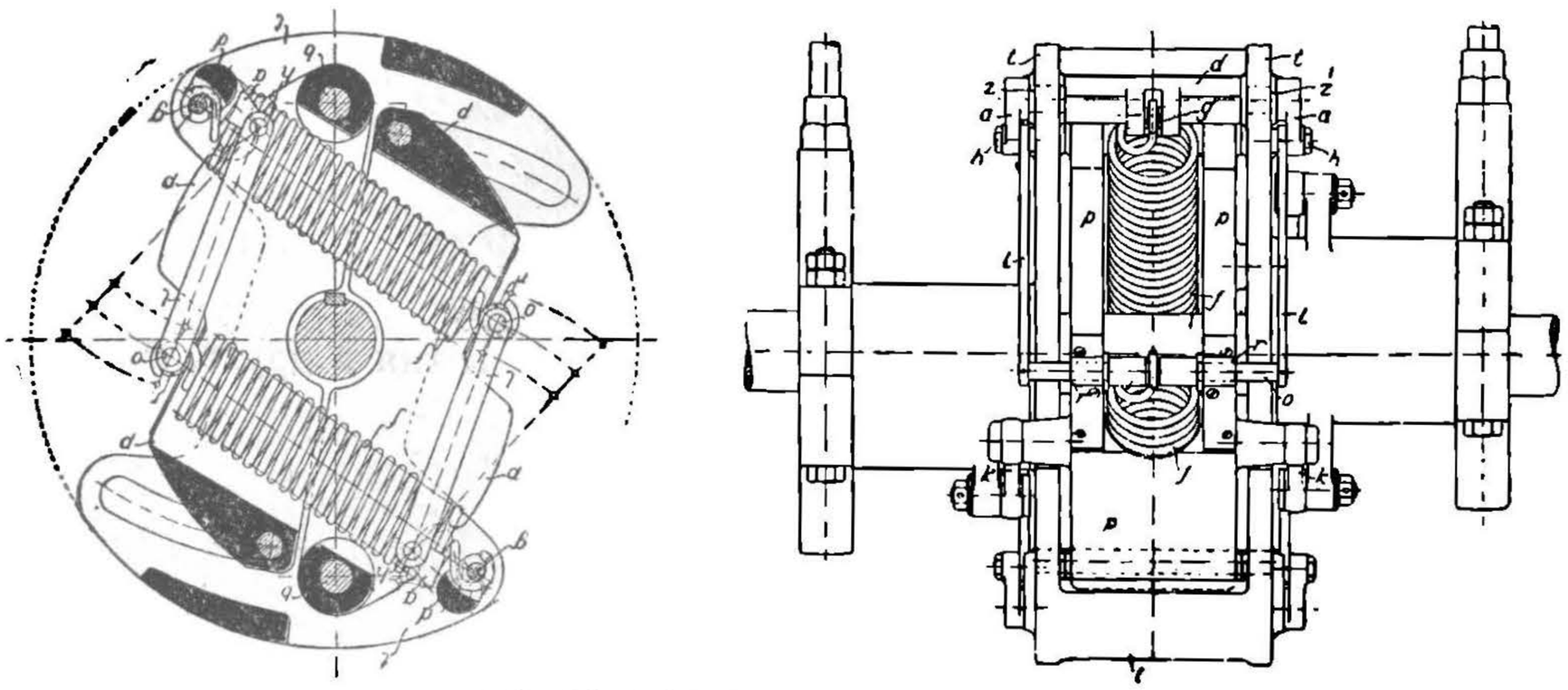
при чому:

$$C' = G_1 r' \left(\frac{n_1}{30}\right)^2 = \frac{40 \cdot 0{,}22 \cdot 163^2}{900} = 259 \text{ кг}$$

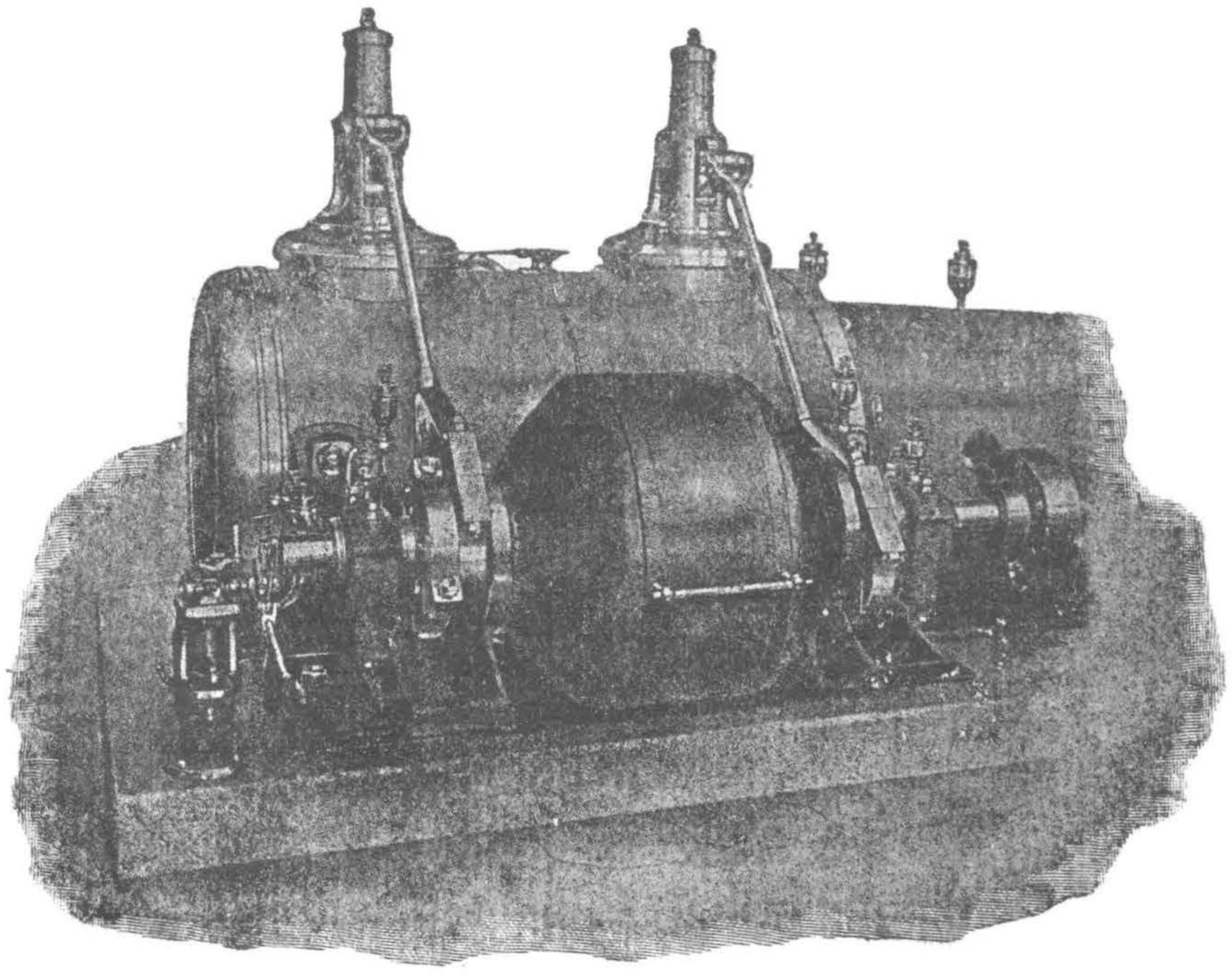
$$C'' = G_1 r'' \left(\frac{n^2}{30}\right)^2 = \frac{40 \cdot 0{,}15 \cdot 157^2}{900} = 165 \text{ кг}$$

$$C_0' = G_0 \rho \left(\frac{n_1}{30}\right)^2 = \frac{5 \cdot 0{,}148 \cdot 163^2}{900} = 22 \text{ кг}$$

$$C_0'' = G_0 \rho \left(\frac{n_2}{30}\right)^2 = \frac{5 \cdot 0{,}148 \cdot 157^2}{900} = 20 \text{ кг}$$



Фіг. 301. 302. Преллівський регулятор.



Фіг. 303. Машина з преллівським регулятором.

НБ УДУНТ (ДІТ)

З першого рівняння визначаємо F':

$$F' = \frac{C'h_1' - C_0'h_3}{h^4} = \frac{259 \cdot 223 - 22 \cdot 155}{60} = 906 \text{ кг}$$

З другого рівняння визначаємо F'':

$$F'' \quad \frac{C''h_1'' - C_0''h_3}{h_2} = \frac{165 \quad 230 - 20 \cdot 155}{60} = 582 \text{ кг}$$

Сила F' є максимальна сила пружини.

Візьмімо: середній радіюс пружини $r = 60$ мм, допускна напруга на скручування $k_d = 4000$ кг/см².

Тоді грубину дроту пружини d знайдемо з формули

$$F' = \frac{\pi}{16} \quad \frac{d_2}{r} \quad k_d;$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{F' \cdot r \cdot 16}{\pi \quad k_d}} = \sqrt[3]{\frac{906 \cdot 6 \cdot 16}{3{,}14 \cdot 4000}} = 1{,}9 \text{ см} = 19 \text{ мм}$$

Коли тягарі переходять з одного крайнього положення в друге, пружина розтягається на $f = 32$ мм.

Число звоїв пружини z знайдено з фурмули:

$$z = \frac{fd^4 G}{64(F' - F'')r^3}$$

(модуль пружности $G = 750000$ кг/см²).

$$z = \frac{3{,}2 \cdot 1{,}9^4 \cdot 750000}{64(906 - 582) \cdot 6^3} = 7$$

Плоскі регулятори, що їх будують різні виробні, принципово майже не різняться один від одного.

На фіг. 301 та 302 подано регулятор Преллевої системи, що його загальне розміщення в машині з хлипаковим розподілом показано на фіг. 303.

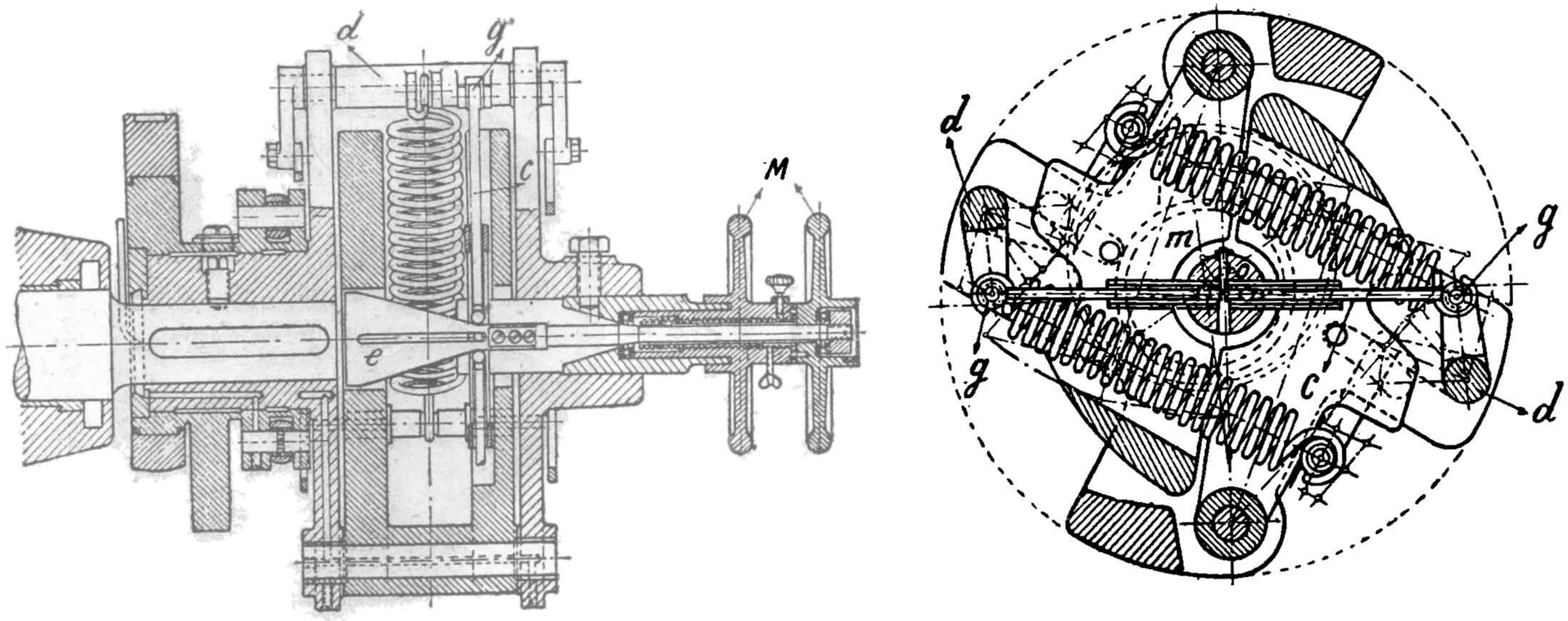
Два маятникові тягарі p можуть повертатися навколо осей b і стягаються пружинами f. Пружини закріплено з одного боку на нерухомих пальцях g, а з другого — на рухомих осях o, що на них насаджено коточки r. Коли тягарі розходяться, коточки перекочуються по зовнішній напрямній поверхні тягарів. Пальці g укріплено в кутових важелях adg. Осі d цих важелів чопами z закладено в кожух t регулятора. Осі d утримують від обертання прогоничі h, що їх вставляють у кожух t. Переставляючи прогоничі h, можна важелі adg закріпити в іншому положенні, змінивши натяг пружини, а отже й число обертів машини. При цьому змінюється положення як пальців d, так і осей o, що зв'язані з важелями adg тяглями l.

Переміщення тягарів за допомогою серег k (фіг. 302) передається впускним ексцентрикам, що складаються з двох кружал: зовнішнє кружало обертається при цьому по внутрішньому (див. § 52, фіг. 127).

В інших конструкціях Преллевого регулятора натяг пружини можна змінювати і під час руху машини.

Приклад такої конструкції подано на фіг. 304. З валками d злучено тяглі c з кульками на внутрішніх кінцях, що вшираються в клин e. Коли клин переміщується вправо, валки d повертаються і збільшують натяг пружин. Для цього маховички M, що обертаються звичайно разом з валом, утримуються від обертання (це не важко через кулькову опору маховичків) і повертаються один щодо одного.

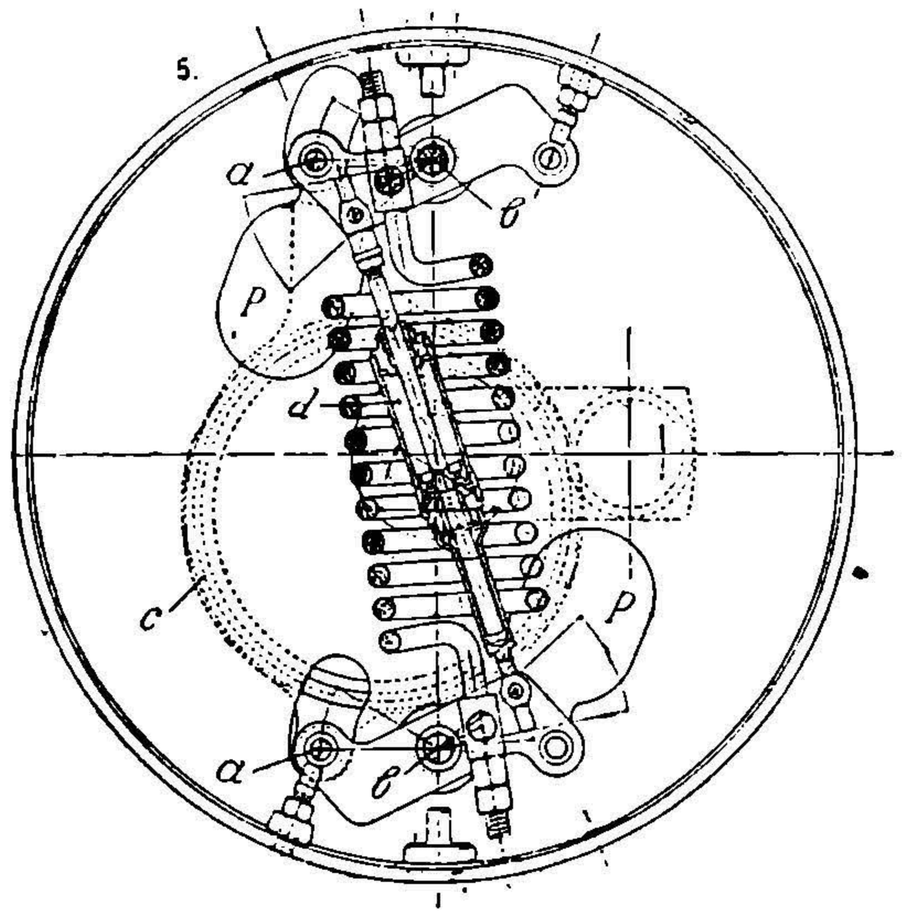
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фіг. 304. Плоский преллівський регулятор.

НБ УДУНТ (ДШТ)

На фіг. 305 подано Зондерманів регулятор з одною пружиною. До чопів *a* тягарів *p* почеплено ексцентрик *c*. Коли розходяться тягарі, що їх почеплено в точках *b*, ексцентрик переміщується щодо вала. Щоб у регуляторі не було



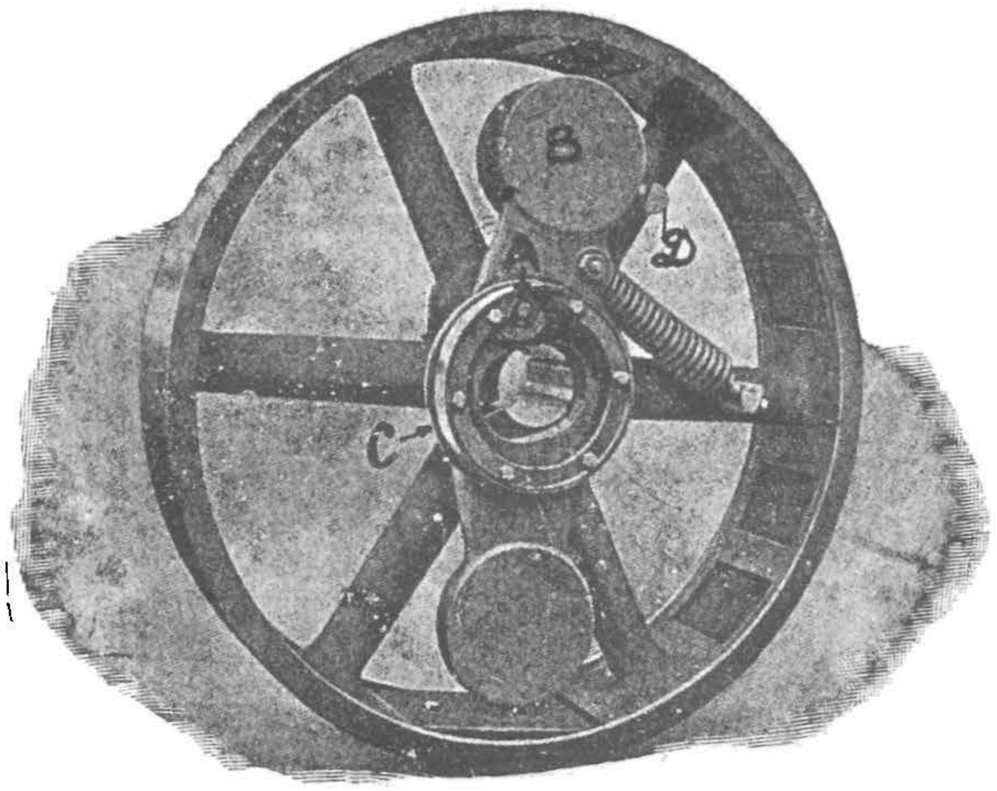
Фіг. 305. Зондерманівський регулятор.

вдарів, коли швидко розходяться або зближаються тягарі, всередині пружини розміщено олійний катаракт *d*, зв'язаний з обома тягарами.

§ 100. Інерційні регулятори

Принцип чину цих регуляторів можна з'ясувати, розглянувши конструкцію, подану на фіг. 306 (Вестінгавзів регулятор).

До втулка маховика в точці *A* почеплено два маятникові тягарі *B*, з насадженим на них ексцентриковим кружалом *C*. Спіральна пружина відтя-

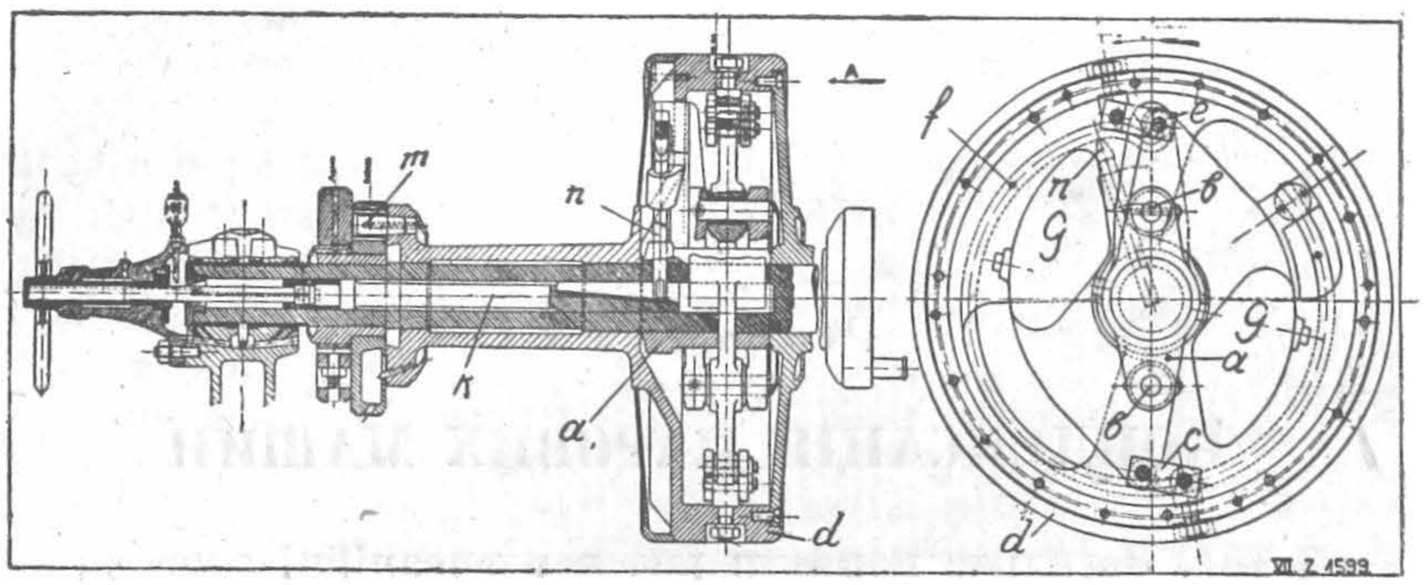


Фіг. 306. Регулятор Вестінгавза.

гає тягарі до упори *D*. Коли число обертів машини зростає, тягарі через інерцію відстають у своєму обертанні від маховика й повертають ексцентрик навколо точки *A*. Відосередкова сила маятникових тягарів утримує їх у новому положенні доти, поки не знизиться число обертів, що примушує маятники наблизитися до упори *D*.

НБ УДУНТ (ДІТ)

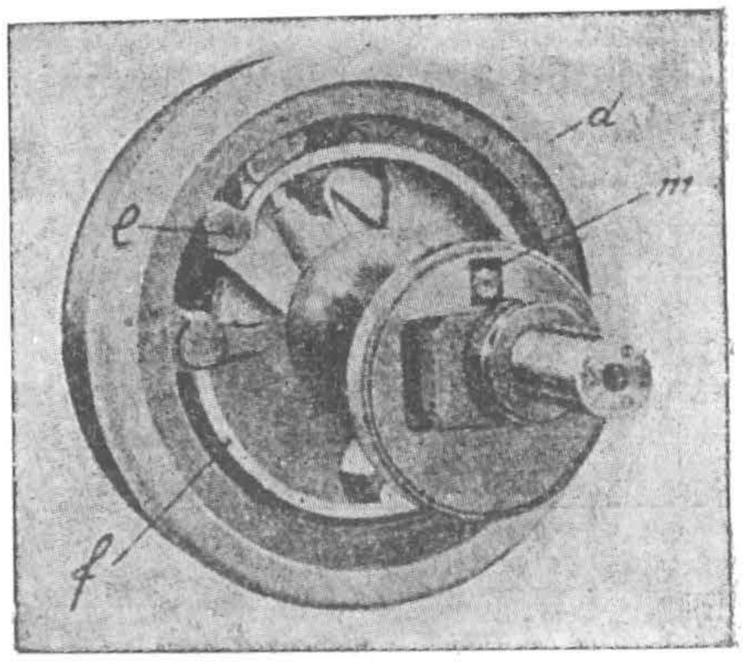
Вживати інерційні маси вигідно тим, що вони починають чинити зараз же після того, як машина дістане пришвидшення, отже раніше, ніж швидкість та відосередкова сила помітно зміняться. Особливо придатні такі регулятори для машин, що працюють з великими та раптовими коливаннями обтягу.



Фіг. 307. Лентцівський регулятор.

На фіг. 307 подано плоский регулятор з інерційним кільцем, що його вживають у машинах з Лентцовим пароросподілом.

На валі заплішено злучника a, що до нього в точках b почеплено маятники G. Обидва маятники за допомогою серег c зв'язано з кожухом регулятора d, що вільно сидить на валі і відіграє ролю інерційної маси. До кожуха прикріплено плоску зігнену пружину f, що її другий кінець охоплює чіп e на виступній частині злучника a. Якщо число обертів машини збільшується, тягарі розходяться; цьому допомагає також і те, що їх злучено з кожухом d: цей кожух через свою інерцію відстає від вала машини, що збільшив свою швидкість. Отже кожух регулятора повертається щодо вала, і камінь m переміщує ексцентрика (див. § 67). Пружина f одночасно натягається. Коли число обертів зменшується, інерція кожуха примушує його випередити вал; цьому повертанню кожуха щодо вала допомагає сила пружини, що перемагає меншу відосередкову силу маятників.



Фіг. 308. Лентцівський регулятор.

Щоб можна було змінювати число обертів машини, вал роблять порожнистий і крізь нього перепускають шпіндель. Шпіндля цього обертає маховичок на вільному кінці вала й він переміщається вздовж вала й своєю похилою площею переміщає в радіяльному напрямі шпеник n. Коли шпеник висувається, пружина натягається, і число обертів машини може змінюватися в межах $\pm 10\%$.

На фіг. 308 подано фотографію Лентцового регулятора з тими самими позначеннями, що й на фіг. 307.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Частина V

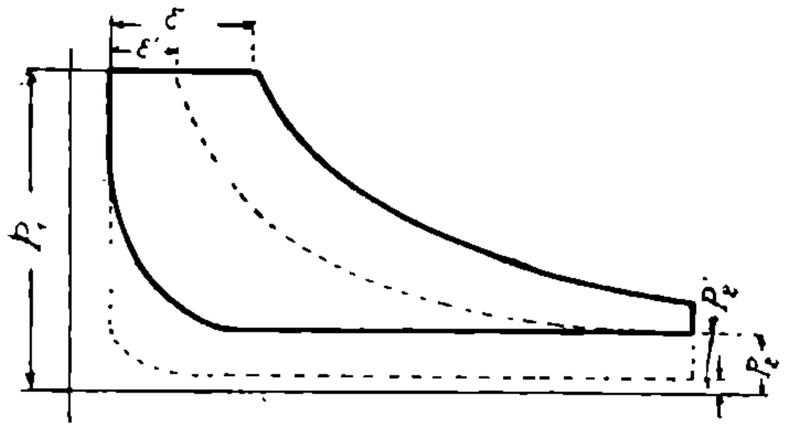
КОНДЕНСАЦІЯ ПАРОВИХ МАШИН

§ 101. Загальне поняття про конденсаційні злагоди

Конденсаційна злагода має створити тиск під час випуску з машини нижчий за атмосферний. Цього доходять конденсацією пари, що виходить з машини, завдяки охолодженню її водою, та відсмоктуванням повітря, що попадає в конденсатор.

Теоретичні вигоди конденсації пари з'ясовуються з індикаторної діяграми машини.

На фіг. 309 суцільними лініями нарисовано діяграму машини, що працює на атмосферу, точкованим — при роботі на конденсацію.



Фіг. 309. Індикаторні діяграми машин з різним протитиском.

Площі обох діяграм приблизно рівні одна з одною, але міра наповнення ε' конденсаційної машини набагато менша за міру наповнення ε машини, що працює на атмосферу.

А якщо обидві машини працюють з однаковими мірами наповнення, то площа діяграми машини з конденсацією виходить більша, ніж у машини, що працює на атмосферу.

Позначимо середній індикаторний тиск машини, що працює на атмосферу, p_{ia}, а для конденсаційної машини p_{ik}.

Здебільшого можна покласти:

$$p_{ik} = p_{ia} + p_o,$$

де p_o — різниця тисків під час випуску в обох випадках.

Отже, як перейти на роботу з конденсацією, середній індикаторний тиск збільшується настільки, наскільки зменшується протитиск.

Теоретично найвигідніша порожня — це порожня абсолютна. А в дійсності для толокових машин обмежуються порівнюючи невисокою мірою розрідження. Звичайно тиск p_2 під час випуску беруть 0,15÷0,20 ата. Пояснюється це тим, що, коли зменшується тиск під час випуску, збільшуються втрати на початкову конденсацію та на пропуски пари, бо при цьому утворюється велика різниця тисків під час впуску та випуску. З другого боку, щоб мати високу порожню, доводиться ставити потужніші смоки, що погіршують механічний сучинник видатности й підвищують вартість злагоди.

В Штумпфовій машині беруть тиск під час випуску до 0,05 ата, ґрунтуючись на тому, що в цій машині менша початкова конденсація пари й менша втрата на пропуски, завдяки довгому толокові й тому, що органи впуску та випуску відокремлено.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Вибираючи міру розрідження, треба зробити точний економічний розрахунок, визначивши вартість устави в окремих випадках. Тільки тоді, коли паливо дороге, а води багато, вигідні низькі тиски під час випуску. А іноді економічно найвигідніший тиск

$$p^2 = 0{,}3 \div 0{,}4 \text{ ата}$$

Конденсація пари відбувається так: пару з машини відводять у посудину, так званий конденсатор, куди одночасно подають холодну воду. Вода або безпосередньо змішується з парою, абож протікає тонкими мосяжевими трубками, що їх обмиває пара зокола. В тому випадку пара конденсується й перетворюється на воду.

Отже простір конденсатора заповнює пара та вода, що їх середня температура відповідає тискові в конденсаторі.

Тому, що в конденсатор надходить так чи так повітря, то злагода обов'язково повинна мати смок, щоб відсмоковувати повітря. В одних випадках установлюють спеціяльний повітряний смок, в інших — повітря відсмоковують разом з охолодною водою.

Якщо немає досить холодної води, то доводиться воду, що відпрацювала в конденсаторі, охолоджувати штучно. Тому часто до конденсаційної устави доводиться відносити злагоду для штучного охолодження води. До складу устави можна ввести також мастиловідбірники, що повинні бути принаймні при конденсації поверхневій; в противному разі трубки забруднюватиме мастило, що є в парі.

Отже складові частини конденсаційної злагоди такі: 1) паровипускна труба з циліндра в конденсатор 2) власне конденсатор, 3) смоки, 4) штучне охолодження води та 5) мастиловідбірник.

§ 102. Паровипускна труба

Якщо конденсатор обслуговує тільки одну машину, то діяметр паровипускної труби можна розрахувати відповідно до перекрою парового канала в циліндрі, трохи збільшуючи його супроти канала.

А якщо конденсатор обслуговує кілька машин і потрібна центральна конденсація, то діяметр паровипускної труби розраховують за таким рівнянням:

$$\frac{\pi d^2}{4} w = \frac{Gv}{60}$$

де d — діяметр паровипускної труби в м,
w — швидкість пари в трубі в м/сек,
G — витрата пари машиною в кг/хв.,
v — питома вага пари в м³/кг.

З рівняння випливає:

$$d^2 = \frac{4G \,.\, v}{60 \,.\, \pi \,.\, w}$$

Швидкість w треба вибрати так, щоб під час проходження пари трубою не було помітних опорів; опори ці виявляються в тому, що в циліндрі машини утворюється тиск вищий, ніж у конденсаторі.

Спад тиску в трубі залежить від швидкости пари. Вайссові досліди встановили, що помітних утрат не буває, коли

$$w = 143 \sqrt{d}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Підставляючи вартість для w в написану вище формулу, знайдемо

$$d^2 = \frac{4.G.v}{60 \,.\, \pi \,.\, 143 \sqrt{d}}$$

або

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{Gv}{6735}$$

Якщо замість v підставити $\frac{1}{\gamma}$, де γ — питома вага пари, і покласти

$$\gamma = 0{,}13 \text{ (при } p_2 = 0{,}2 \text{ ата)},$$

то

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{G}{875},$$

звідки:

$$d = \frac{G^{0{,}4}}{15} \qquad (60)$$

Витрату пари G вибирають відповідно до максимального обтягу машини.

Формула (60) придатна для конденсаторів, що стоять близько машини, а якщо паровипускна труба дуже довга, то діяметр її d_1 визначають за формулою:

$$d_1 = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d,$$

де d — діяметр паропроводу, обчислений за попередньою формулою, l — довжина паропроводу в метрах.

§ 103. Класифікація конденсаторів. Перемішувальні конденсатори

Конденсатори поділяють на дві основні групи:

1. Конденсатори перемішувальні чи впорскувальні.
2. Конденсатори поверхневі.

В перемішувальних конденсаторах вода доторкається безпосередньо до пари. В конденсаторах поверхневих вода та пара відокремлені одна від одної стінками трубок. З класи перемішувальних конденсаторів треба виділити окремо так звані струминні конденсатори, де продукти конденсації видаляють використовуючи кінетичну енергію води та пари.

Впорскувальні конденсатори можна поділити на дві групи: 1) конденсатори з рівнобіжною течією води та пари і 2) конденсатори, що працюють за принципом протитечі. Для конденсаторів з рівнобіжною течією можна вжити конструкції, поданої на фіг. 310.

В чавунний циліндер впускають з машини пару; посередині циліндра розташовано позему трубу, що має ряд отворів по своїй поверхні. В цю трубу подають смоком холодну воду, що розпорскується, входячи в конденсатор. Пара змішується із струминами холодної води і конденсується.

Просту конструкцію конденсатора подано на фіг. 311. Вода розпорскується тут крізь кільцеву щілину конічного хлипака, прикриту сіткою.

Припустімо, що пара, виходячи з машини, має тепловміст λ, вода, що її впускають у конденсатор, має при вході температуру t_e, а при виході t_a; цю саму температуру має і сконденсована пара.

Один кілограм пари, що пройшов через конденсатор, віддає воді кількість тепла

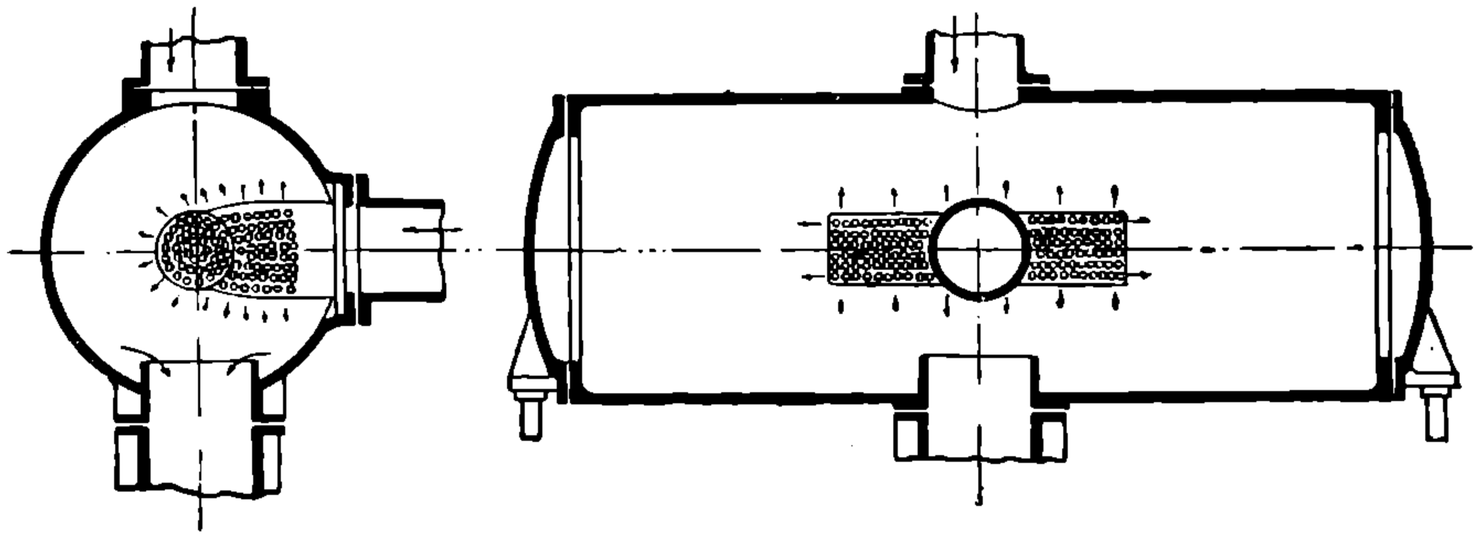
$$\lambda - t_a,$$

покладаючи, що тепло течива $q_a = t_a$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тепло це передається холодній воді, що нагрівається від $t_e°$ до $t_a°$. Кожен кілограм пари одержує $t_a - t_c$ одиниць тепла. Якщо на конденсацію 1 кг пари треба m кг води, то повинно мати місце співвідношення:

$$\lambda - t_a = m\,(t_a - t_e)$$



Фіг. 310. Конденсатор змішування.

Звідси визначають кількість кілограмів води, щоб сконденсувати 1 кг пари,

$$m = \frac{\lambda - t_a}{t_a - t_e} \tag{61}$$

Для частих числових даних:

$$\lambda = 600 \text{ кал/кг};\ t_a = 35°;\ t_e = 15°;$$

$$m = \frac{600 - 35}{35 - 15} \cong 28 \text{ кг}$$

Залежно від коливань температури води, можна покласти для конденсаторів такого типу

$$m = 20 \div 35 \text{ кг}$$

Чим холодніша вода, тим менше піде її на конденсацію 1 кг пари.

Тиск у конденсаторі p_k складається з парціяльних тисків пари p_d та повітря p_1.

За Далтоновим законом

$$p_k = p_d + p_1$$

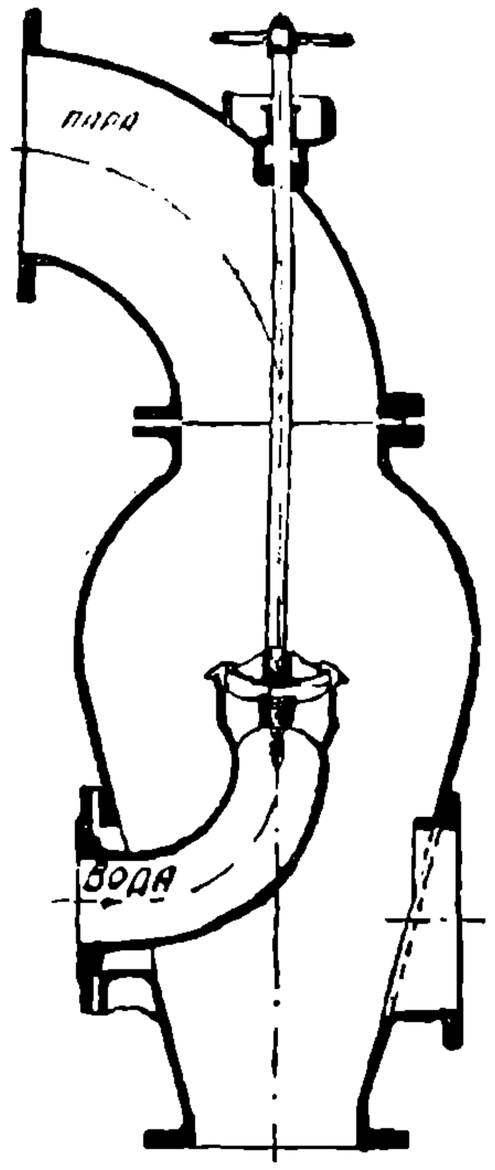
Знаючи температуру пари конденсаторів, можна за таблицями знайти тиск, що відповідає цій температурі.

Якщо, напр.,

$$t_d \cong t_a = 35°,$$

то парціяльний тиск пари становить:

$$p_d = 0{,}05 \text{ ата}$$



Фіг. 311. Конденсатор змішування.

Тому, що тиск у конденсаторі відомий, то тиск повітря

$$p_1 = p_k - p_d$$

Якщо, наприклад, тиск у конденсаторі $p_k = 0{,}1$ ата, то

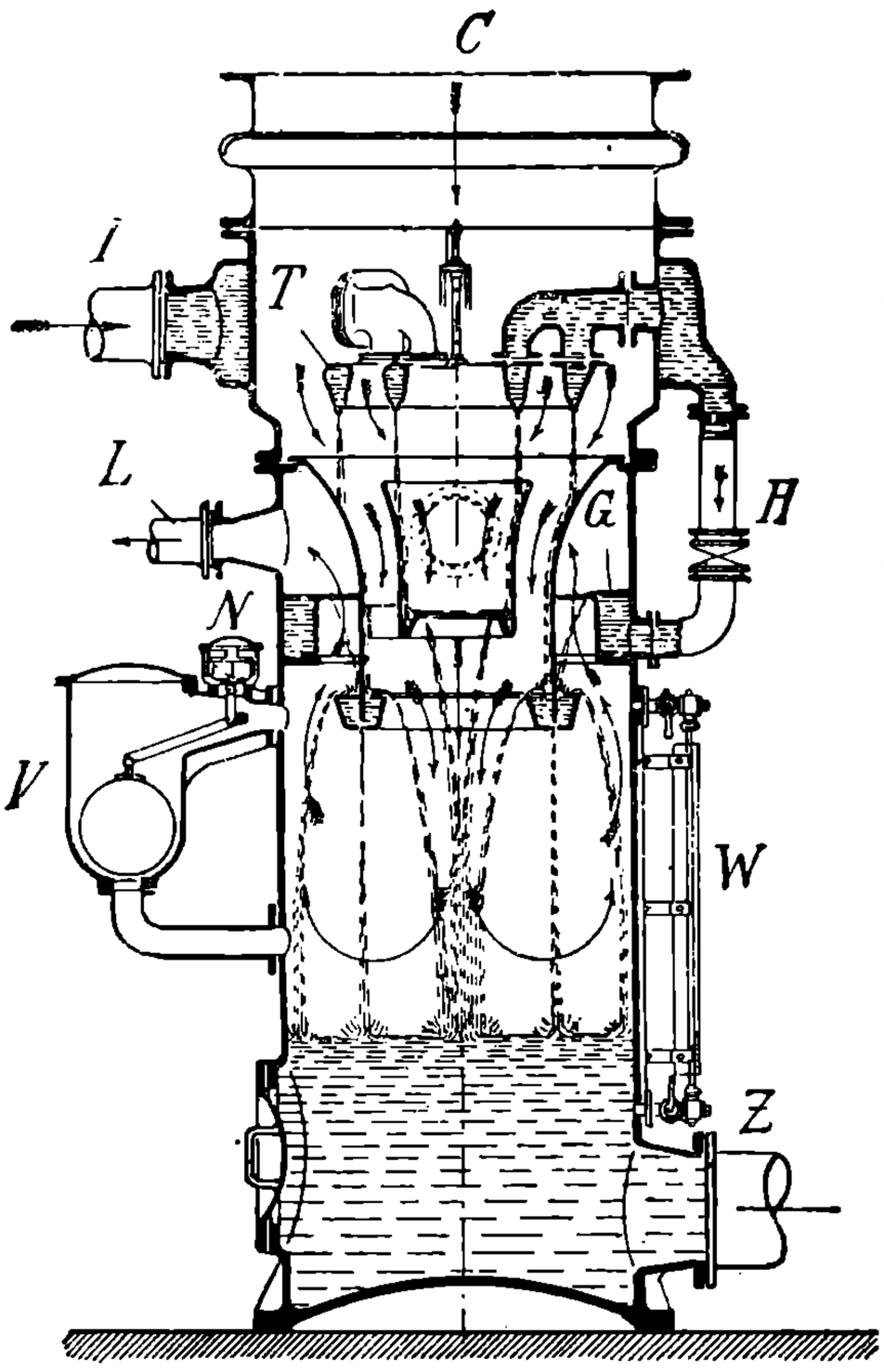
$$p_1 = 0{,}05 \text{ ата}$$

Визначати тиск повітря p_1 треба тоді, коли повітря відсмоковують окремо спеціяльним повітряним смоком. Щоб розрахувати смок, треба знати кількість і тиск відсмоктуваного повітря.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Щоб обслуговувати конденсатор, в останньому разі установлюють мінімум два смоки: повітряний та водяний, що відсмоковує суміш води та конденсату. Щодо подавання холодної води, то завдяки тому, що конденсатор має всисний чин, часто можна обійтися без спеціяльного смока.

При перемішувальних конденсаторах спеціяльних повітряних смоків частіше не ставлять, а обмежуються спільним мокроповітряним смоком, що відсмокує не тільки суміш води та конденсату, але й повітря.



Фіг. 312. Конденсатор змішування виробні MAN.

Конструкцію перемішувального конденсатора, подібну до поданої на фіг. 310, дано на фіг. 211 в уставі із Штумпфовою машиною.

Щоб пара з водою змішувалась тісніше, фірма MAN [1] вживає конденсатора, поданого на фіг. 312.

Пара надходить у конденсатор, що стоїть сторч, згори. Холодна вода трубою I та кільцевим простором навколо конденсатора проходить у дві концентричні труби *T*, звідки тонкими кільцевими струминами падає вниз. Пара, рухаючись у напрямі, позначеному стрілками, перетинає ці струмини і починає конденсуватися. Падаючи далі, вода, попадаючи на ряд кільцюватих корит, розпадається на багато безперервних концентричних струмин, що крізь них проходить пара, цілком конденсуючись. Продукти конденсації спроваджують смоком по трубі *Z*.

Повітря відсмоковує спеціяльний смок трубою *L*. Щоб охолодити повітря і зменшити тим його об'єм, перед виходом з конденсатора повітря перетинає струмину холодної води, що її спеціяльно для цього подають у корито *G* трубою *H*.

Щоб вода не потрапляла випадково в машину, є спеціяльний прилад *V*; кулевий поплавець цього приладу підіймається, тільки но рівень води в конденсаторі досягає граничної висоти, і відкриває повітряний хлипак *N*, що заповнює конденсатор повітрям. За рівнем води в конденсаторі стежать на водомірчому склі *W*.

Конденсатори із зустрічною течією води та пари

До такого типу належить Вайссів конденсатор, що його подано на фіг. 313. Воду подають у верхню частину конденсатора трубою *D* при температурі t_e. Переливаючись суцільною струминою через кілька корит, вода стікає через трубу заввишки понад 10 метрів, або її відсмоковують смоком. Пара входить у конденсатор знизу трубою *B*. Повітря відсмоктують через патрубок *E*.

На тій самій фігурі подано, як розподіляються тиски пари та повітря в конденсаторі, по його висоті. На осі абсцис відкладено тиск p_k в конденсаторі,

[1] Maschinenfabrik Augsburg—Nürnberg.

НБ УДУНТ (ДІТ)

що є сталий по всій його висоті. Нижню частину конденсатора заповнює пара, бо повітря збирається вгорі. Тому в нижній частині

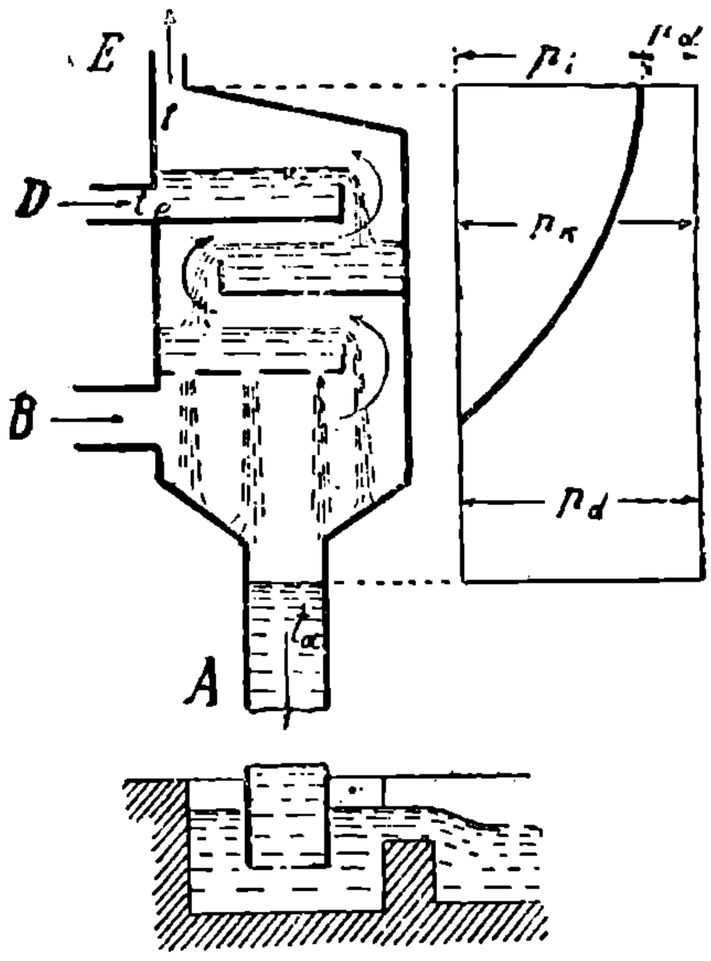
$$p_k = p_d$$

і температура витічної води може бути однакова з температурою пари при тискові p_k (в конденсаторах з рівнобіжною течією температура спрацьованої води нижча за температуру пари при тискові p_k, бо $t_a \cong t_d$, а $p_d = p_k - p_1$).

В верхній частині конденсатора пара зустрічає холодніші струмини води, температура її падає, а разом з тим падає й тиск пари.

Тому, що загальний тиск повинен лишатися сталий, то, коли зменшується тиск пари, зростає тиск повітря. На діяграмі фіг. 313 з лівого боку відкладено тиски повітря по висоті конденсатора, справа — тиски пари. Повітря відсмоковують при порівнюючи високому тискові і тому вона займає менший об'єм, ніж у конденсаторі з рівнобіжною течією. Повітряний смок часто має вдвоє менший робочий об'єм.

Температура суміші t при виході з цього конденсатора приблизно на 10° вища, ніж у конденсаторі з рівнобіжною течією. Це залежить від високого парціяльного тиску пари в нижній частині конденсатора. Для цифрових даних, аналогічних з попереднім прикладом, кількість води, потрібна на конденсацію 1 кг пари,



Фіг. 313. Схема вайссівського конденсатора.

$$m = \frac{600 - 45}{45 - 15} \cong 18 \text{ кг}$$

Взагалі в Вайссових конденсаторах m коливається в межах $15 \div 25$ кг.

Схему устави Вайссового конденсатора показано на фіг. 313.

Спрацьована пара надходить з машини трубою B в конденсатор, що стоїть на високому помості (розмір $d = 10 \div 11$ м). Холодну воду подає відосередковий смок M трубою D. Продукти конденсації виходять самотокою по барометричній трубі A, а повітря відсмоковують особливим сухим повітряним смоком L по трубі E через водовідбірник J.

Коли рівень води в конденсаторі коливається, хлипак K не дає засмоктувати воду із стічного басейна в машину. Такий самий хлипак є на зливній трубі J_1 в водовідбірника.

Якщо повітряний смок L розраховано неправильно і він відсмоковує занадто багато повітря, то в конденсаторі може утворитися надзвичайно висока порожня, і вода почне підійматися трубою E_1. Вода ця стікатиме трубою J_1 в особливий бак, а звідси через водозливник $z_1 z_1$ в посудину, почеплену до хлипака P. Під впливом ваги води хлипак P відкриється й упустить повітря в конденсатор. Вода перестане витікати трубою J_1, посудина спорожниться через свій нижній отвір, і хлипак P під чином противаги закриється. Повітря можна впустити в конденсатор (коли занадто спаде тиск) також і через хлипак P_1, що його відкривають руками.

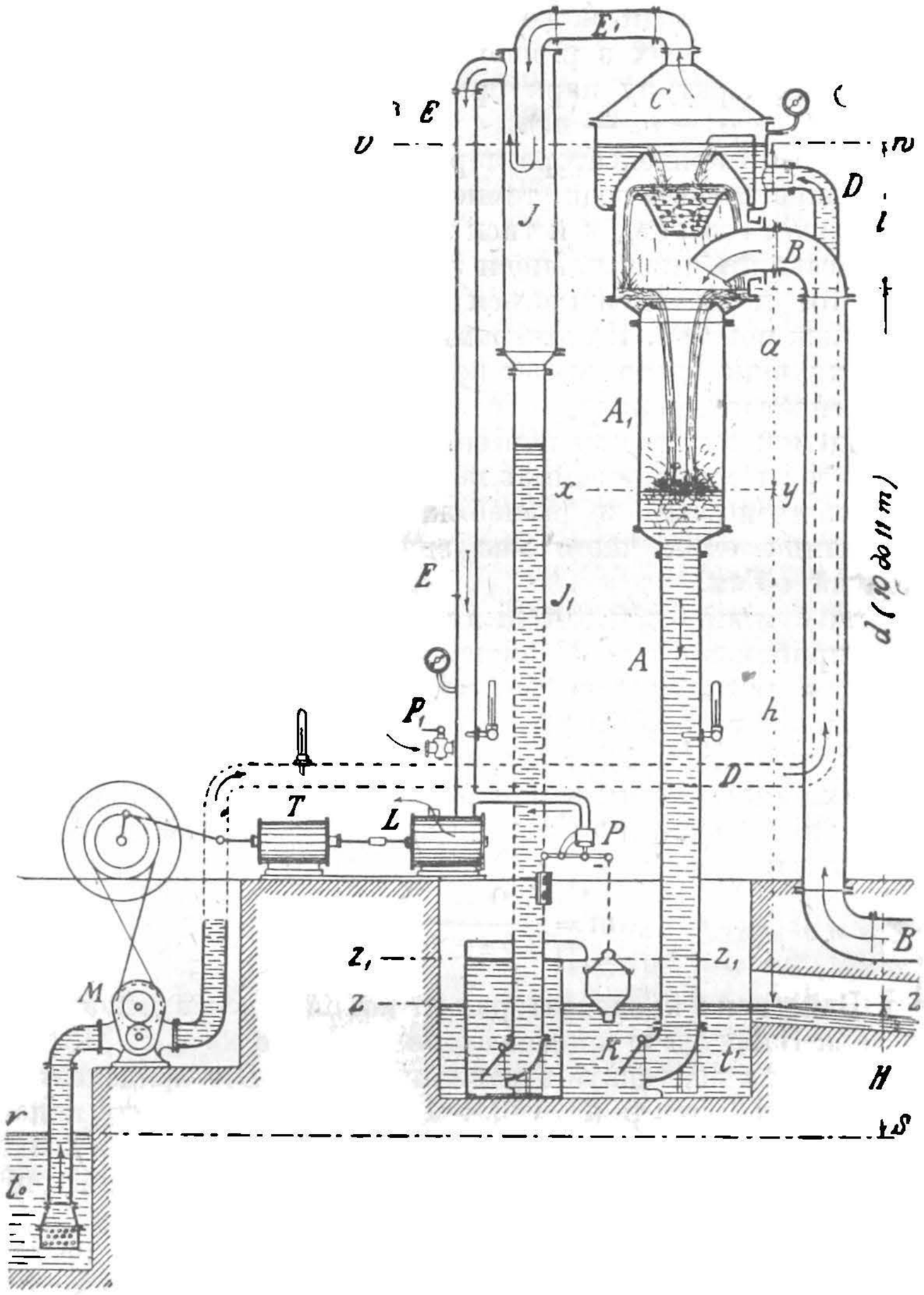
§ 104. Поверхневі конденсатори[1]

Поверхневий конденсатор — це циліндрична посудина, що з двох боків має плоскі днища, в яких розвальцьовано мосяжеві трубки (фіг. 315).

[1] Докладніше див. Г. С. Жирицький, Паровые турбины.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Пара входить у конденсатор трубою A і обмиває зокола трубки, що ними проходить охолодна вода, яку подають звичайно відосередковим смоком по трубі B. Конденсат видаляють знизу смоком. Повітря відсмоктують або по трубі



Фіг. 314. Устава вайссівського конденсатора.

D спеціяльним повітряним смоком, або разом з конденсатом. В останьому разі замість двох смоків конденсатор має один мокроповітряний смок.

Якщо позначити температуру води при вході t_e, а при виході t_a, то кількість кілограмів води, потрібна на конденсацію 1 кг пари, дорівнюватиме

$$m = \frac{\lambda - t_k}{t_a - t_e},$$

де t_k — температура конденсату.

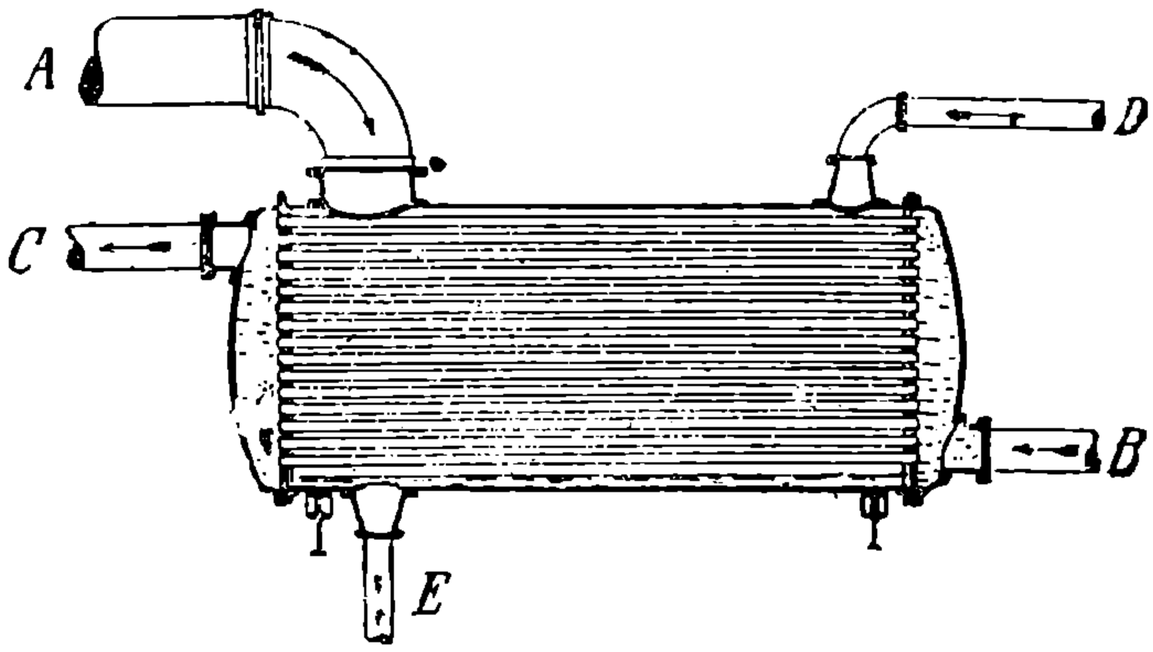
В поверхневих конденсаторах t_a, цебто температура води при виході, буває звичайно на $5 \div 10°$ нижча від середньої температури в конденсаторі. Тому, що тепло не передається безпосередньо, вода витікає з конденсатора ще не досить нагріта. Через це кількість води, потрібна на конденсацію 1 кг пари, повинна бути тут більша, ніж у конденсаторах впорскувальних. Звичайно

$$m = 35 \div 45 \text{ кг}$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Проектуючи конденсатора, треба визначити його охолодну поверхню, після чого знаходять число та довжину трубок, якщо вибрано їхній діяметр.

Позначмо: охолодну поверхню F_k м², середню різницю температури води



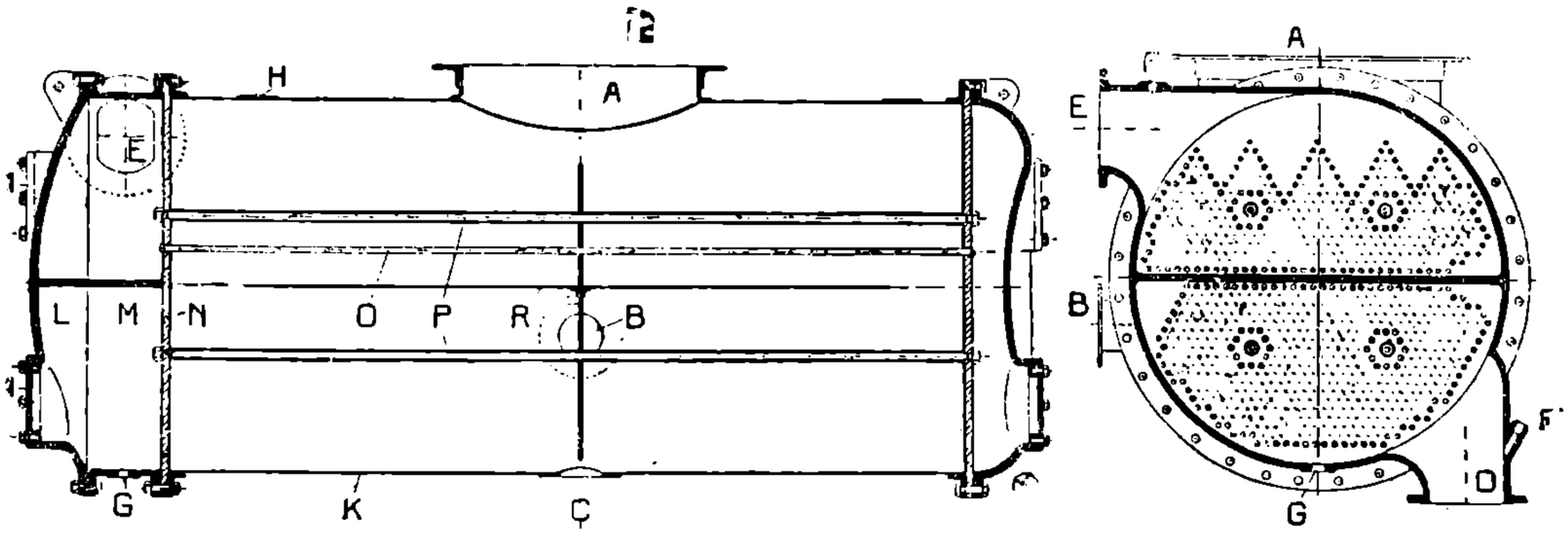
Фіг. 315. Схема поверхневого конденсатора.

та пари t_m, температуру пари в конденсаторі (що майже рівна з температурою конденсату)—t_k.

Тоді $\frac{t_e + t_a}{2}$ є середня температура води, а середня різниця температур води та повітря:

$$t_m = t_k - \frac{t_e + t_a}{2}$$

Літерою k позначмо сучинник теплопередання, цебто кількість тепла, що його передає 1 кв. м охолодної поверхні за 1 годину при різниці температур



Фіг. 316. Поверхневий конденсатор Лявальової виробці.

в 1°. Тоді через F_k м² охолодної поверхні й при різниці температур t_m пройде за 1 год. кількість тепла, що дорівнює $F_k t_m k$.

Якщо при цьому буде сконденсовано G кг пари, при чому кожен кілограм пари віддасть кількість тепла $\lambda - t_k$, то

$$G\,(\lambda - t_k) = F_k\, t_m\, k^* \qquad (62)$$

---

* Точнішу методу розрахунку див. Кавла-Робінсон. «Конденсационные установки», Ленінград, 1929.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Для сучинника k не можна дати точної вартости, бо він залежить і від стану поверхень, і від матеріялу трубок, і від швидкости води та пари. Позначмо через α_1 сучинник теплопередання від пари до стінок трубок, через β сучинник теплопровідности самих трубок і через α_2 — сучинник теплопередання від стінок до води.

Тоді для трубки із стінкою завгрубшки δ:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\beta} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Спроби над визначенням сучинників α_1, α_2 та β дали такі наслідки:

$\alpha_1 = 12\,000 \div 14\,000$ кал/м²/год./°С.
$\alpha_2 = 45\,000\sqrt{w}$, де w — швидкість води в трубці,
$\beta = 90\,000$ кал/м²/год./°С через грубину і 1 мм

Загальний сучинник теплопередання за Гефером можна подати формулою:

$$k = 800 + 1950\ w^{0,8},$$

але для практичних розрахунків вибирають його звичайно в межах від 1600 до 3000 кал/м²/год./° С.

Для конденсаторів парових машин, беручи на увагу, що трубки забруднює мастило, придатну вартість для k треба рахувати близько 1500 кальорій.

Якщо цю вартість для k підставимо в формулу (62), то

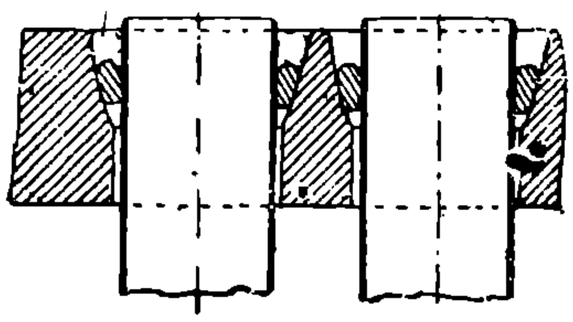
$$\frac{F}{G} = \frac{\text{охолодна поверхня в м}^2}{\text{кільк. пари, що проходить через конденсатор за 1 год.}} \cong 0,02 \div 0,03$$

(при цьому $\lambda - t_k$ прийнято 570 кал., а $t_m = 15°$).

Приклади, як конструктивно виконано поверхневі конденсатори, дано на фіг. 316 та 318.

В першому конденсаторі (будови Лявалевої виробні) воду подають через патрубок D і вона виходить через патрубок E. Ліву чавунну камеру поділено перегородкою M, що спрямовує воду спочатку через нижню, а потім через верхню частину трубок. Конденсат виходить знизу (патрубок C), а повітря через штуцер B, що міститься в нижній частині конденсатора, цебто близько того місця, де входить холодна вода.

Початковий стан гумового кільця зарисований.



Фіг. 317. Защільник конденсаторних трубок.

Пара, що надходить через патрубок A, обмиває верхні трубки O, попадає на залізний аркуш R, що примушує пару пройти по краях конденсатора. J — люки для чищення, G — отвір для спускання води, P — анкерні труби.

Мосяжеві трубки розвальцьовують іноді в одній з трубних дощок, а в другій дощці їх треба укріплювати так, щоб вони могли від нагріву подовжуватись. Звичайно вживаний спосіб їх укріпляти подано на фіг. 318 зліва внизу в трубну дошку заґвинчують мутру; крізь цю мутру проходить трубка, а мутру защільнює азбестова щільниця, що її притискає мутра.

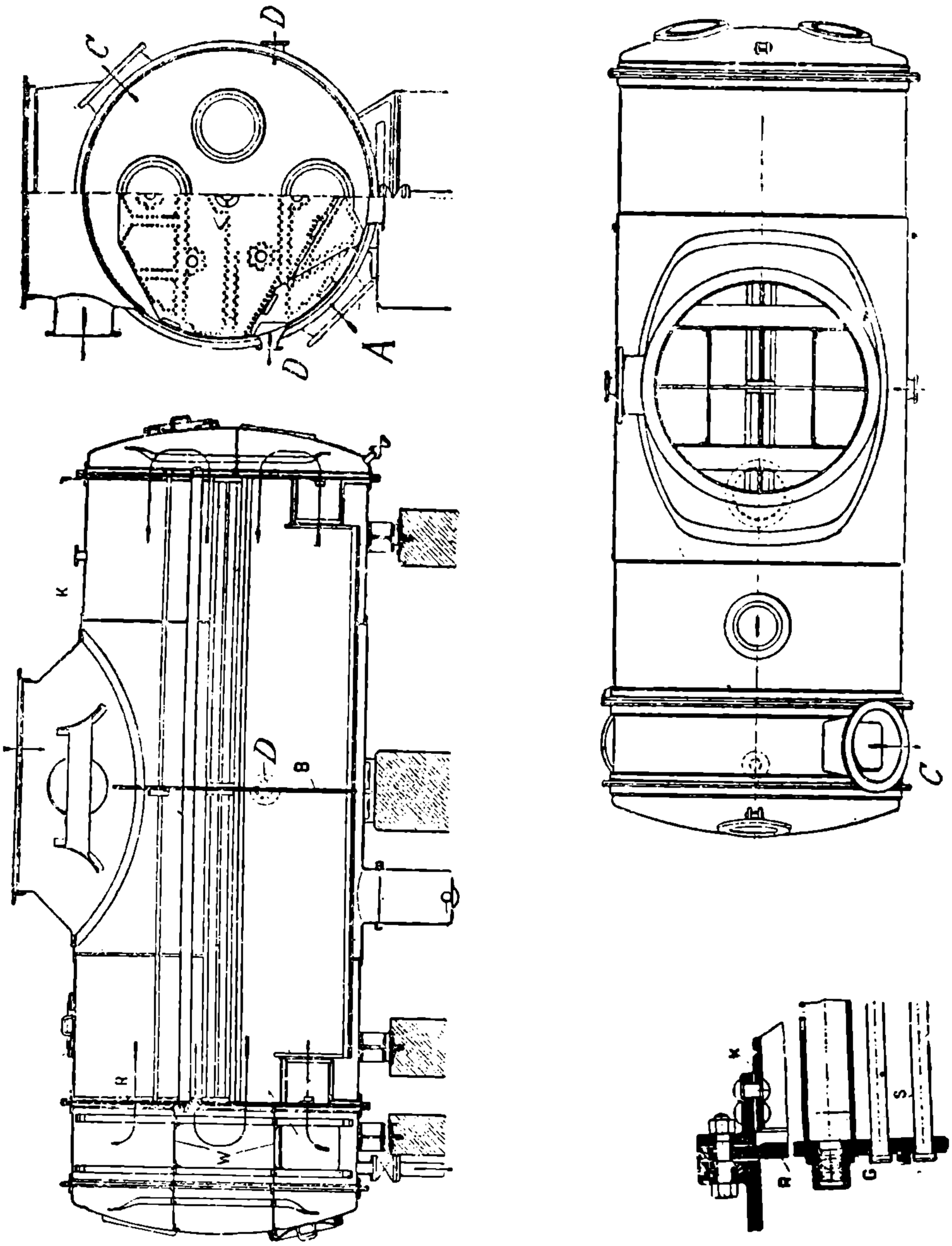
На фіг. 317 показано інший спосіб защільнювати трубки. Отвори в трубній дощці розсвердлено на конус і навколо трубок прокладено ґумові кільця. Тиск атмосфери щільно затискує ці кільця в конічних биточках і не дає повітрю проходити в конденсатор.

Діяметр мосяжевих трубок становить звичайно $20 \div 40$ мм, грубина стінки $1 \div 1,3$ мм. Віддаль між центрами трубок беруть на $10 \div 15$ мм більшу за їхній діяметр. Швидкість води в трубках $1,8 \div 2,5$ м/сек. Коли трубки довші за 3500 мм, в конденсаторі становлять залізну поперечну стінку, щоб підтри-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

мувати трубки (див. фіг. 316 та 318). Щоб укріплювати плоскі трубні дошки, їх стягають анкерними прогоничами чи трубками (див. фіг. 318, злва внизу).

В конденсаторі, поданому на фіг. 318, вода входить через патрубок *A* і, че-



Фіг. 318. Поверхневий конденсатор виробні M A N.

рез те, що є дві перегородки в лівій камері й одна в правій, чотири рази проходить по довжині конденсатора в напрямі стрілок. Виходить вода через патрубок *C*. Конденсат, як звичайно, виходить з найнижчого місця конденсатора, повітря — через патрубки *D*. В верхній частині конденсатора між трубками лишають проходи, щоб усі трубки рівномірно обмивала пара. Щоб пара

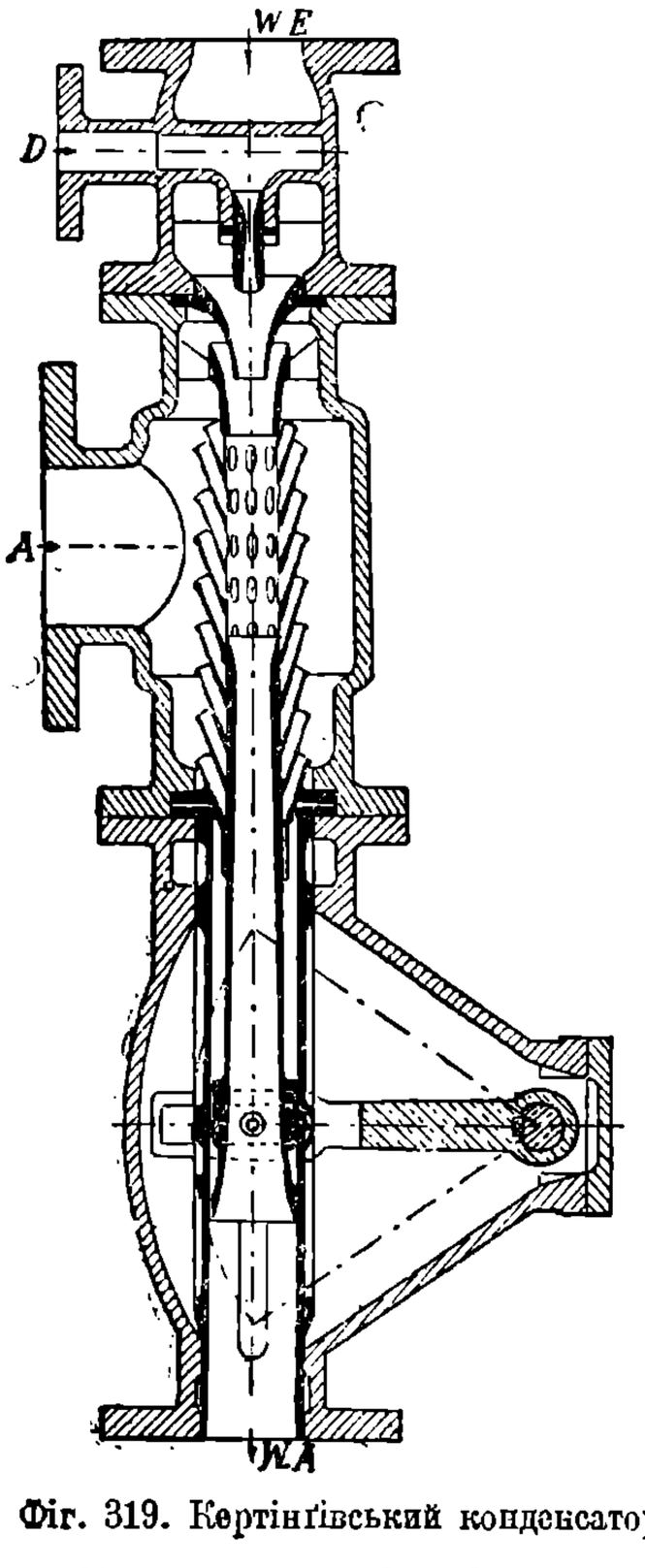
НБ УДУНТ (ДІТ)

не застоювалася в кутах конденсатора, трубок у них не ставлять (див. фіг. 316). Вільним лишають також простір коло повітряного патрубка, допомагаючи повітрю назбируватися в цьому місці, що його прикривають зверху залізним аркушем.

§ 105. Струминні конденсатори

Робота струминних конденсаторів ґрунтується ось на чому:

1. Вода та пара надходить у конденсатор з великою швидкістю.
2. Вода та пара енергійно перемішуються.
3. Продукти конденсації виходять з перетворенням кінетичної енергії на потенціяльну, завдяки чому підвищується тиск суміші.



Фіг. 319. Кертінґівський конденсатор.

На фіг. 319 подано Кертінґів універсальний конденсатор.

Згори через патрубок *WE* подають холодну воду, що, пройшовши через сопло, набуває потрібної швидкости.

Збоку (*A*) в конденсатор входить спрацьована пара, що протікає через ряд соплуватих отворів по обводові центральної труби. Після конденсації пари вода та повітря попадають у трубу, що розширяється — дифузор. В дифузорі швидкість суміші падає коштом підвищення тиску, що при виході трохи більший за атмосферний. Отже продукти конденсації видаляють без допомоги смока.

Коли змінюється витрата пари, число отворів для припливу пари можна регулювати, переміщуючи дифузора вздовж конденсаторової осі; при цьому закривається більше чи менше отворів.

Розрізняють два основні типи Кертінґових конденсаторів. Поданий на фіг. 319 універсальний конденсатор може засмоктувати холодну воду з глибини не більшої за 3 метри. Щоб пустити конденсатора в рух, через патрубок *D* та невелике сопло подають свіжу пару, що, набуваючи великої швидкости, засмоктує холодну воду. Отже цей тип конденсатора працює зовсім без смоків.

В напірний Кертінґів конденсатор воду треба подавати під напором не меншим за 4 метри. Швидкість суміші залежить у ньому головно від швидкости води, тимчасом як у всисному конденсаторі швидкість у центральній трубі залежить від кількости пари та різниці тисків по обидва боки сопел.

Напірний конденсатор може дати вищу міру розрідження, ніж всисний (перший до 95%, другий до 85%).

Витрата води в Кертінґових конденсаторах становить нормально $25 \div 35$ кг на 1 кг пари, але, коли конденсатора неправильно установлено або режим його роботи ненормальний, може дійти до $60 \div 70$ кг.

§ 106. Основи розрахунку смоків, що обслуговують конденсатори

Розрахунок топкових смоків сходить в основному до того, щоб визначити розміри їхніх циліндрів. Для цього треба знати кількість робочого течива (або повітря), що її має подати смок.

НБ УДУНТ (ДІТ)

1. Повітряний смок. Повітря попадає в конденсатор: разом з холодною водою, де завжди розчинена деяка кількість повітря; разом з парою, що в паровику змішана ще з повітрям; нарешті, через нещільності в машині, паропроводі та конденсаторі.

Точно визначити кількість повітря, що попадає в конденсатор, проєктуючи не можна. Доводиться користатися з емпіричних формул.

Можна взяти кількість повітря, що проходить у конденсатор за 1 сек. при тискові 1 атм.,

$$L = \frac{1}{1000}(\lambda W + \mu G)\ \text{м}^3, \tag{63}$$

де W — кількість води, що її подають у конденсатор, у кг/сек.

G = витрата пари машиною в кг/сек.

$\lambda = 0{,}02$ (вважаючи, що в воді розчинено $2^0/_0$ повітря),

$\mu = 1{,}8$ для машин з окремим конденсатором.

$\mu = 1{,}8 + 0{,}006\ l$ для машин з центральною конденсацією в гарних уставах (напр., на електровнях).

$\mu = 1{,}8 = 0{,}01\ l$ — для грубших устав.

l — довжина паровипускної труби в метрах.

Щоб розрахувати смок, об'єм повітря треба звести до тиску повітря в конденсаторі.

Тому, що за Маріоттовим законом

$$L_o p_1 = L \,.\, 1,$$

то об'єм повітря при тискові p_1:

$$L_o = \frac{L}{p_1},$$

при чому

$$p_1 = p_k - p_d$$

Розміри циліндра сухого повітряного смока можна визначити за формулою:

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{L}{p_1}, \tag{64}$$

де $\frac{\pi D^2}{4}$ — площа толока повітряного смока в м^2,

η — об'ємний сучинник видатности смока (можна взяти $0{,}90 \div 0{,}96$),

c — середня швидкість толока в м/сек. $\left(c = \frac{Hn}{30}\right)$.

Для сухих повітряних смоків звичайно

$$c = 1 \div 2{,}2\ \text{м/сек.}$$

За заданим c визначають перебіг толока смока H (в м).

Потужність, що її витрачають на те, щоб надати руху сухому повітряному смокові, якщо виходити з величини роботи ізотермічного стискання повітря, можна визначити за формулою [1]

$$N = \frac{1{,}2}{\eta_n} \cdot \frac{10\,000 \cdot L_o \cdot p_k \cdot \log n \frac{1}{p_k}}{75}\ \text{мех. коней.}$$

η — тут означає механічний сучинник видатности смока, що його можна взяти $0.65 \div 0{,}80$.

---

[1] Див. Шмідт, Конденсація паровых машин и паровых турбин, стор. 73, формули 46 та 47.

НБ УДУНТ (ДІТ)

2. Мокроповітряний смок. Розраховують цього смока за формулою

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{L}{p_1} + \frac{W}{1000} + \frac{G}{1000}, \tag{65}$$

де L — кількість повітря в м/сек, W — кількість охолодної води в кг/сек. G — витрата пари машиною в кг/сек.

В цьому випадку

$$\eta = 0{,}7 \div 0{.}8;\ c = 0{,}5 \div 1{,}5 \text{ м/сек.}$$

Розміри мокроповітряних смоків розраховують звичайно з 4-кратним запасом.

Потужність, що її витрачається на те, щоб надати чину мокроповітряному смокові, визначають приблизно за формулою [1]

$$N = \frac{1{,}4}{\eta m}\left[\frac{10000\, L \log n \dfrac{1 - pd}{q_1} + (W + G)h}{75}\right] \text{мех. коней.}$$

Механічний сучинник видатности смока можна взяти: $\eta_n = 0{,}65 \div 0{,}80$.

Висота нагнічування (якщо вода витікає з смока на рівні нагнітного патрубка):

$$h = 10\,(1 - p_k) \text{ м}$$

3. Водяний смок. Для цього смока (толокорого) основні розміри визначають за формулою

$$\eta_1 \frac{\pi D^2}{4} c = \frac{W}{1000} \tag{66}$$

$$\eta_1 = 0{,}9 \div 0{,}95;\ c = 1 \div 2 \text{ м/сек.}$$

Щоб подавати охолодну воду, часто вживають відосередкових смоків, що в них

$$\eta = 0{,}6 - 0{,}7$$

Розміри цих смоків добирають за каталогами фірм, що їх будують.

Витрату потужности, щоб надати чину водяному смокові, визначають за формулою

$$N = \frac{Wh}{75\eta_n} \text{ мех. коней,}$$

де h — повна висота нагнітання, разом з опором у трубопроводі,

η_n — механічний сучинник видатности, що дорівнює $0{,}8 \div 0{,}9$ для толокорих смоків, $0{,}60 \div 0{,}75$ для відосередкових смоків.

Загальна витрата потужности, щоб надати чину всім смокам, що обслуговують конденсаційну злагоду, становить $0{,}5 \div 2\%$ від потужности парової машини.

Трубопроводи до конденсатора розраховують за формулою

$$\frac{\pi d^2}{4} w = A \tag{67}$$

де d — діяметр трубопроводу в м,

w — швидкість під час протікання через трубопровід у м/сек.

A — об'єм в м³, що проходить через трубопровід за 1 сек.

Для повітропроводу:

$$A = L_0 = \frac{L}{p_1} \text{ м}^3,$$

$$w = 10 \div 15 \text{ м/сек.}$$

---

[1] Шмідт, стор. 14, формула 77.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для конденсату (в поверхневих конденсаторах)

$$A = \frac{G}{1000}\ м^3,$$

Для охолодної води:

$$A = \frac{W}{1000}\ м^3,$$

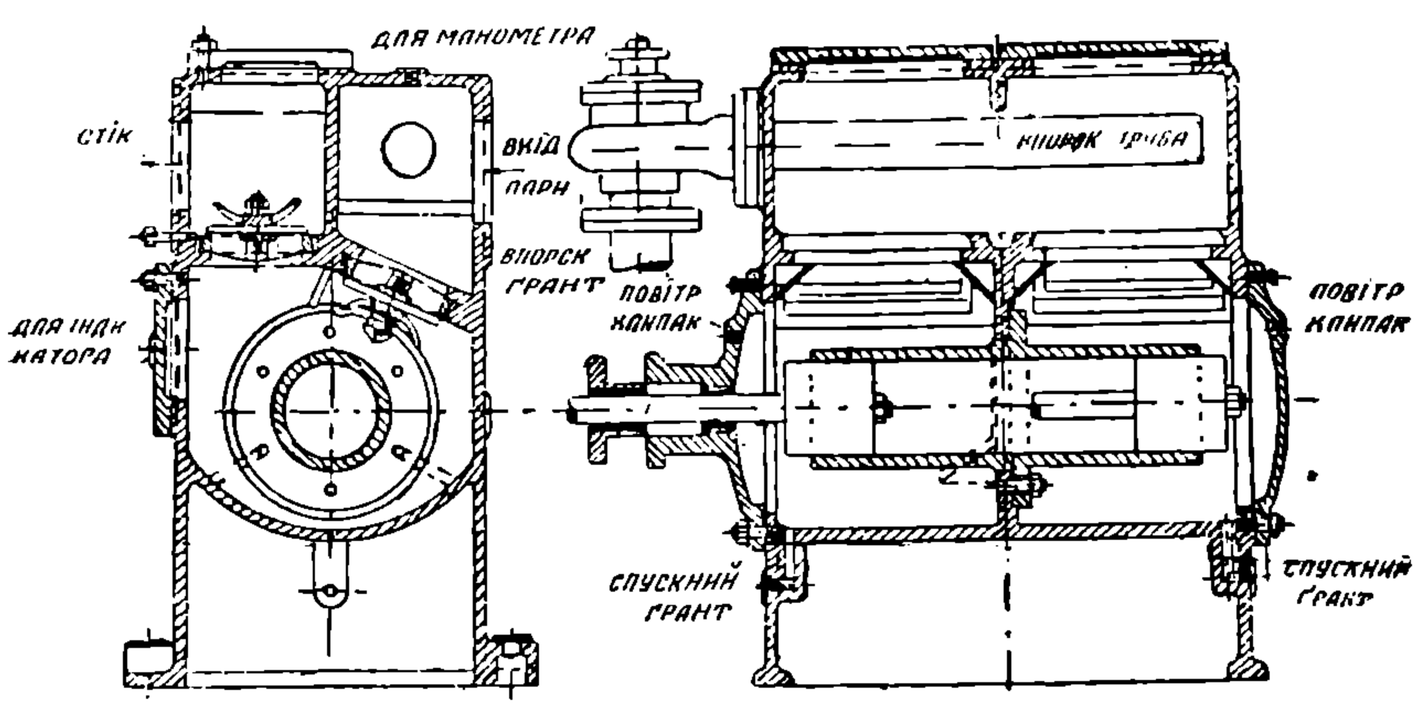
$$w = 1 \div 2\ м/сек.$$

§ 107. Конструкції мокроповітряних смоків

Як чисто водяних смоків, що подають охолодну воду, найчастіше вживають відосередкових смоків. Щоб відсмоковувати продукти конденсації разом з повітрям, ставлять звичайно смоки толокові.

Приклад конструкції поземого окроповітряного смока дано на фіг. 320.

Двочинний смок є одночасно й конденсатор, тому що холодну воду подають у всисну камеру смока й тут вона змішується з парою.

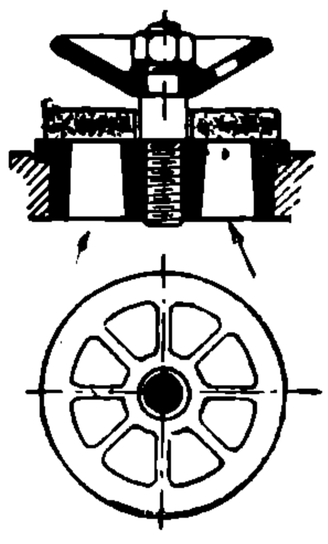


Фіг. 320. Поземий мокроповітряний смок.

В кожній з порожнин циліндра поставлено всисні та нагнітні хлипаки (на поперечному розрізі останній показано ліворуч). Хлипаки ґумові, при чому всисні відкриваються вниз, а це набагато зменшує опір хлипака. Смок стискає повітря до тиску, трохи вищого за атмосферний. Звичайну конструкцію хлипака подано на фіг. 321. Ґумового хлипака вільно насаджено на шпіндель і він може під час відкривання трохи підійматися вгору. Верхня тарілка хлипака має отвори, щоб хлипак до неї не притискався.

Сторчова конструкція смока трохи простіша. Її подано на фіг. 322.

Всисні хлипаки містяться знизу циліндра, нагнітні — зверху. В тілі толока також поставлено хлипаки, що через них вода переходить з нижньої порожнини в верхню, коли толок рухається вниз. Під час всисного перебігу (вгору) хлипаки в толокові закриті, а з верхньої порожнини вода та повітря вилтовхуються наоколо.



Фіг. 321. Хлипак.

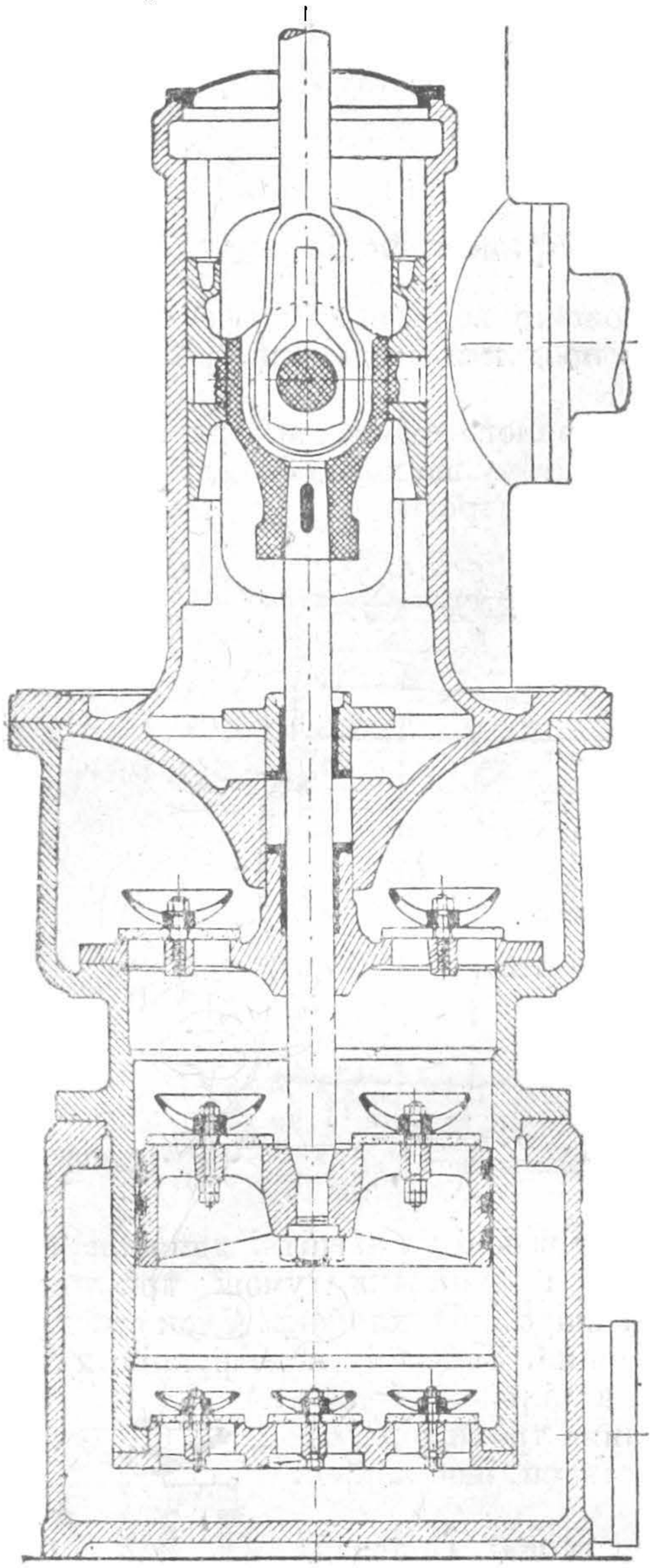
Часто сторчові смоки ставлять як здвоєні й вони працюють як один двочинний смок.

Фотографію такого смока (Лентцової системи), що кожний з циліндрів його конструкцією загалом відповідає фіг. 322, подано на фіг. 323. Як уставлено цей смок до прямотечійної машини фірми MAN, описано в частині IX.

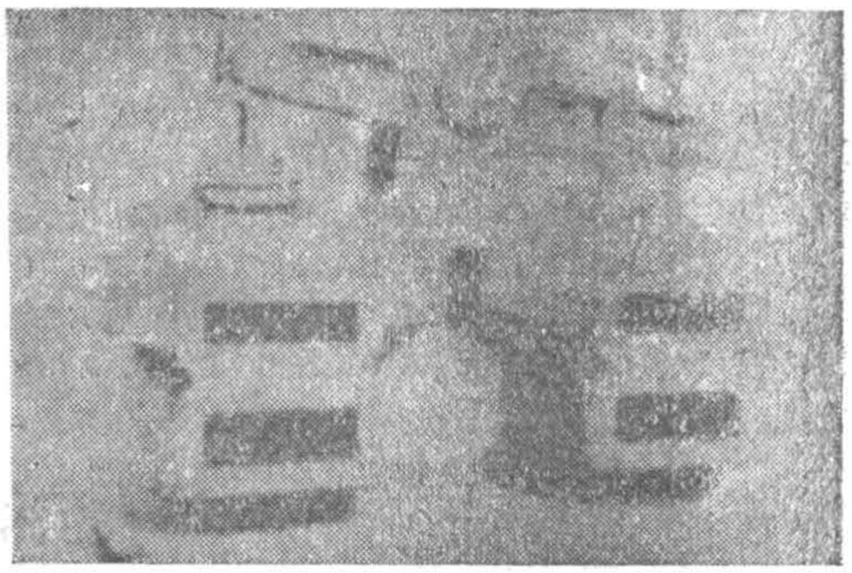
НБ УДУНТ (ДІТ)

Дуже поширені мокроповітряні смоки із всисними вікнами замість хлипаків. Конструкцію цього смока подано на фіг. 324 (система Бровн-Куна).

В корпус смока A встановлено циліндричний втулок B. У втулкові по обводові прорізано ряд вікон. Корпус смока прикрито покришкою C, що має глибокий виступ D. Над утулком B міститься ряд гумових хлипаків F. Толок має лійкувату форму.



Фіг. 322. Сторчовий мокроповітряний смок.



Фіг. 323. Здвоєний сторчовий смок.

Вода входить у смок трубою M і заповнює простір між толоковим корпусом та самим толоком. Коли толок рухається вниз, він витискає воду, що її рівень підіймається й досягає вікон; вода починає переливатися в середину толока. Коли толок рухається вгору, витісняч D примушує підійматися рівень води всередині толока і, коли закриваються вікна, воду виштовхується через нагнітні хлипаки. Одночасно (коли толок рухається вгору) циліндра заповнює вода з конденсатора.

Переваги смоків із всисними вікнами полягають у простоті конструкції та можливості мати добору порожню.

§ 108. Розрахунок смоків із всисними вікнами

Розрахунок смоків із всисними вікнами має значні особливості і через те, що цей тип смоків поширений, ми наведемо його тут цілком.

Щоб визначити розміри смока, треба визначити зв'язок між положенням верхнього окрайка толока та рівнями води в циліндрі й усередині толока (фіг. 325).

1. Діяграма руху верхнього краю толока

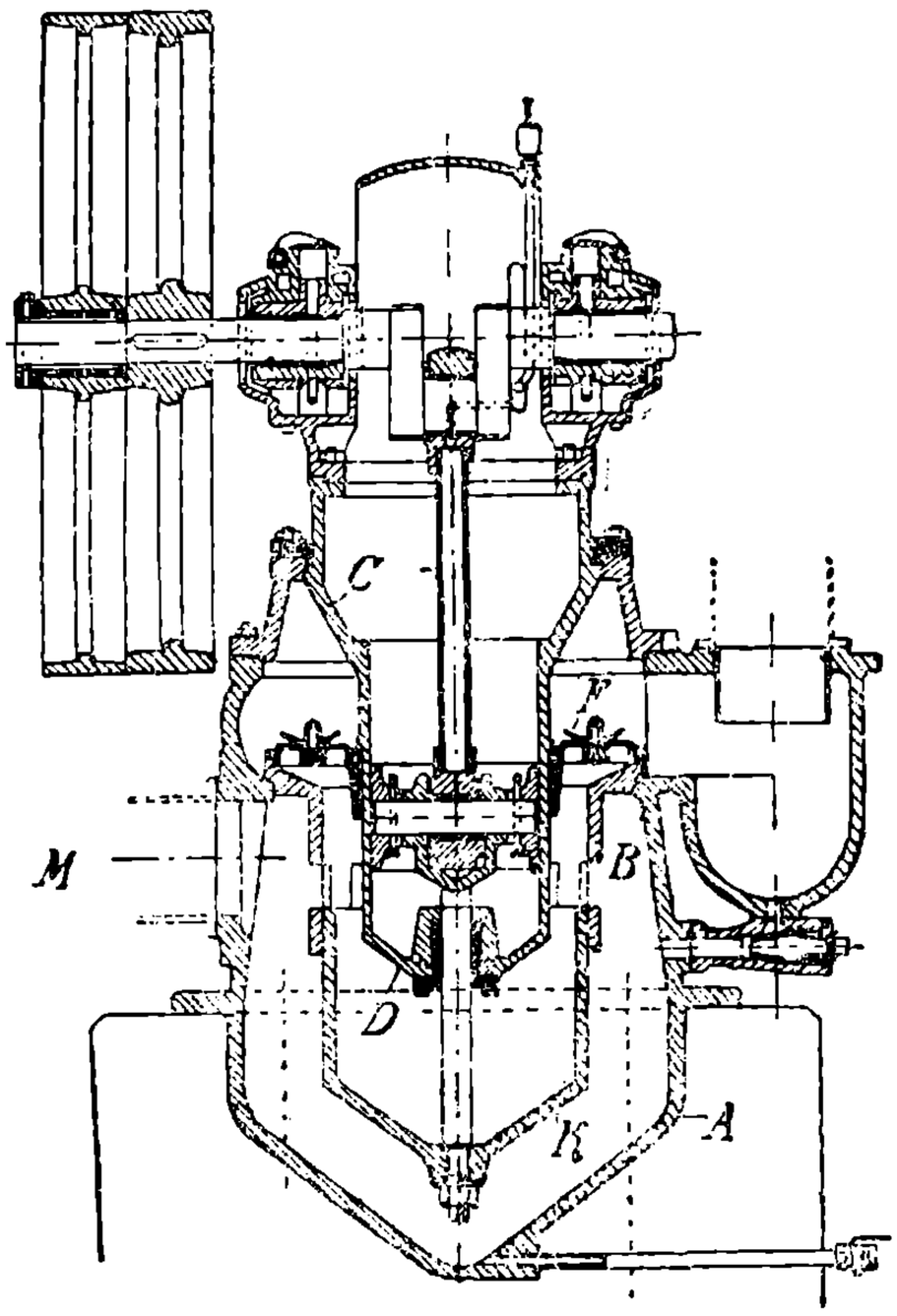
Позначмо радіюс корби, що надає руху толокові, r. На фіг. 326 з точки O опишімо радіюсом r півколо. Верхнє мертве положення корби — OK_1. Коли вона повернеться на кут φ в положення OB, шлях, що його пройшов толок

$$y = K_1C = K_1O - CO = r\,(1 - \cos\varphi).$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Якщо по осі абсцис діяграми відкладати кути повороту корби, а по осі ординат — переміщення толока, то ми матимемо криву $K_1K_2K_3$, що подає переміщення толока за повний оберт корби (довжина діяграми відповідає кутові 360°

2. Діяграма руху зовнішнього рівня води (в циліндрі)



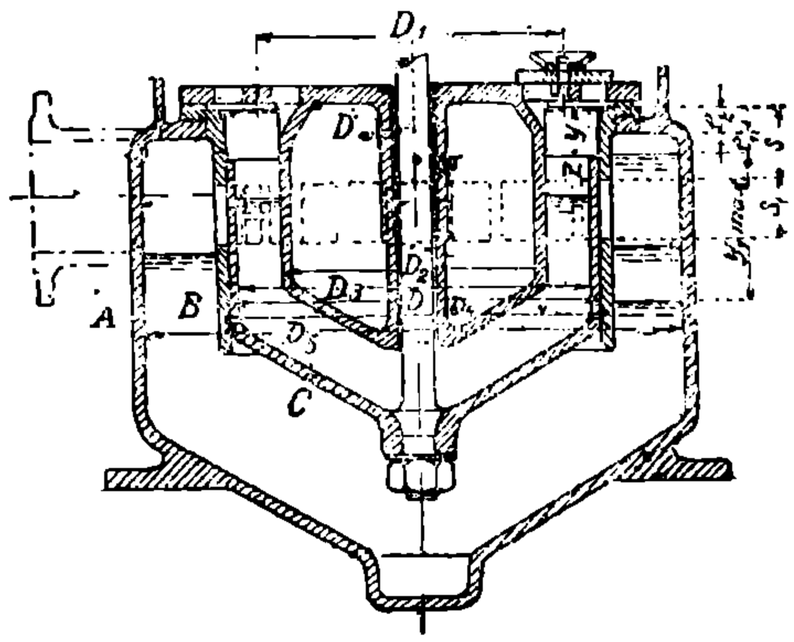
Фіг. 324. Смок із всисними вікнами замість хлипаків.

Визначмо положення цього рівня, припускаючи, що він залежить від руху толока вгору та вниз.

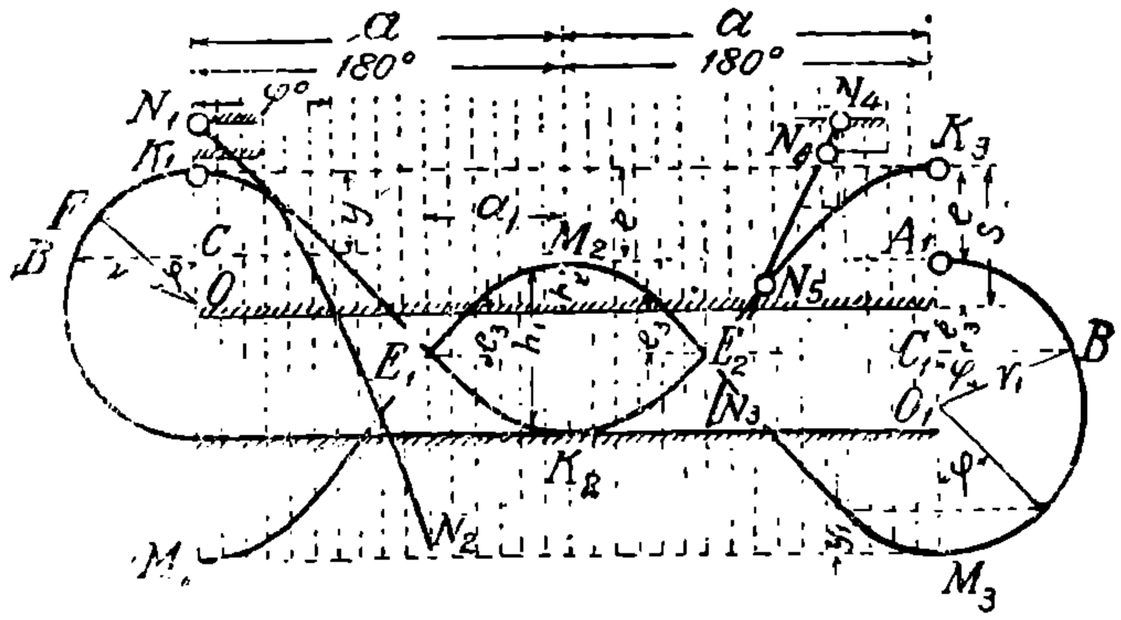
Позначивши площу толока діяметра D через F, знайдемо, що коли толок спуститься на величину y, він витисне об'єм води, що дорівнює Fy. Рівень води в кільцевому просторі циліндра підійметься на величину y_1, що її визначають з рівняння

$$Fy = (F_5 - F_4)\, y_1,$$

$$y_1 = \frac{F}{F_5 - F_4}\, y, \qquad (68)$$



Фіг. 325. Циліндер смока із всисними вікнами.



Фіг. 326. Діяграма для розрахунку смока.

де F_5 та F_4 — площі, що відповідають діяметрам D_5 та D_4 (фіг. 325).

Для найнижчого положення толока ($y_{\max} = 2r$).

$$h_{1\max} = \frac{F}{F_5 - F_4}\, 2r$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Найвищий рівень у кільцевому просторі повинен бути віддалений на деяку величину e_1 від покришки (фіг. 325). Тому найнижчий рівень води в кільцевому просторі циліндра повинен бути віддалений від покришки на величину $e_1 + y_{1\max}$.

Верхній окрайок толока при своїму найнижчому положенні віддалений на величину e_2 від покришки (фіг. 325). Тому точки M_1 та M_3 на фіг. 326, що відповідають найнижчому рівневі в кільцевому просторі циліндра, повинні лежати нижче від точок K_1 та K_3 на величину

$$e_1 + e_2 + y_{1\max} = e + y_{1\max}$$

(e — конструктивно вибраний розмір, що дорівнює $e_1 + e_2$).

Всю діяграму переміщення рівня води в циліндрі $M_1 M_2 M_3$ можна нарисувати або по точках, обчисляючи ординати y_1 за рівнянням (68), або графічно. В останньому разі з точки O (фіг. 326) описують півколо, що проходить через точку M_3, радіюсом

$$r_1 = \frac{F}{F_5 - F_4} r \tag{69}$$

і для різних кутів поверту φ^* уявної корби r_1 визначають ординати y_1 кривої $M_1 M_2 M_3$.

Криві $K_1K_2K_3$ перетинаються в точках E_1 та E_2. В цих точках рівень води в циліндрі та верхній окрайок толока збігаються. В точці E_1 вода починає вливатися в толок, в точці E_2 перестає. Ординати між кривими $E_1M_2E_2$ та $E_1K_2E_2$ показують висоту напору води під час переливання, довжина E_1E_2 — тривалість переливання.

3. Діяграми переміщення внутрішнього рівня води (в толокові)

При верхньому положенні толока ввесь внутрішній простір його до хлипаків заповнює вода. Якщо толок спуститься на величину y, то всередині циліндра звільниться об'єм Fy. Цей об'єм за позначенням на фіг. 325 дорівнює

$$Fy = V + (F - F_2)y + (F - F_2)\, z, \tag{70}$$

$$z = \frac{F_2 y - V}{F_4 - F_2}, \tag{71}$$

F_2, F_3 — площі, що відповідають діяметрам D_2, D_3.

V — об'єм повітря в смокові при найвищому положенні толока, наповненого до країв водою:

$$V = V_1 + V_2,$$

де V_1 — об'єм повітря в хлипаковому гнізді,

V_2 — об'єм повітря в кільцевому просторі між краєм толока та циліндровою покришкою.

За формулою (71) будують криву N_1N_2 (фіг 326) зміни рівня води в толокові (відтинки z відкладають від кривої K_1K_2). Криву N_1N_2 збудовано тільки до початку вливання води в толок (точка E_1), бо, починаючи з цього моменту, закон зміни рівня води в толокові залежить від кількости води, що вливається. Дослідження цього питання практичної ваги не має, а тому ми його оминаємо.

На протязі дільниці E_1E_2 в толок надійде деяка кількість води Q_1 (через вікна з кільцевого простору циліндра). Тому, коли толок рухається вгору, починаючи з моменту кінця вливання (точка E_2), об'єм повітря між унутрішнім

---

* На фіг. 326 $C_1O_1B = \phi$ помилково позначено φ.

НБ УДУНТ (ДІТ)

рівнем води та хлипаками буде на величину Q_1 менший, ніж при тих самих положеннях толока в той період, коли він спускається.

Формули (70) та (71) для руху толока вгору наберуть вигляду

$$Fy - Q_1 = V + (F - F_2)y + (F_3 - F_2)z$$

$$z = \frac{F_2 y - V - Q_1}{F_3 - F_2} \tag{72}$$

За цією формулою будують N_3N_4. В точці N_5 величина $z = O$, цебто рівень води збігається з верхнім окрайком толока. При цьому за формулою (72)

$$F_2 y - V - Q_1 = O,$$

$$y = \frac{V + Q_1}{F_2} \tag{73}$$

Коли вода дійде до нижньої частини хлипакового гнізда (точка N_6), то об'єм повітря дорівнюватиме V_1; відповідне положення толока визначимо з рівняння:

$$Fy - V_1 - Q_1 = O$$

$$y = \frac{V_1 + Q_1}{F} \tag{74}$$

Нарешті, коли вода досягне хлипака (точка N_4) і об'єм повітря дорівнюватиме нулеві (вода почне витікати), то

$$Fy - Q_1 = O$$

$$y = \frac{Q_1}{F} \tag{75}$$

Положення корби OF, що відповідає точці N_4, утворює приблизно кут 45° з мертвим положенням OK_1. Отже, об'єм води Q_1 протікає через хлипаки приблизно за час повороту корби на кут 45°, себто за час $^1/_8$ оберту.

Визначення основних розмірів смока

Припустімо, що смок повинен відсмоковувати за секунду $W + G$ м³ суміші охолодної води й конденсату та L м³ повітря (див. § 106). Коли число обертів толокової корби дорівнює n, за один оберт відсмоковується

$$Q_1 = \frac{60.(W + G)}{n} \text{ м}^3 \text{ води}$$

$$Q^2 = \frac{60\,L}{n} \text{ м}^3 \text{ повітря}$$

Позначмо:

i — число нагнітних хлипаків;

f — вільну перепускну площу хлипака в м²;

w — швидкість води, коли вона проходить через хлипак, в м/сек;

T — час одного оберту в сек. $\left(T = \frac{60}{n}\right)$.

Беручи на увагу, що ввесь об'єм води Q_1 проходить через хлипаки за час $^1/_8$ оберту, знайдемо:

$$if w \frac{T}{8} = Q_1,$$

звідки чинний перекрій хлипака

$$f = \frac{8\,Q_1}{iwT} \tag{76}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Швидкість w можна взяти $2 \div 4$ м/сек.

Позначивши сучинник звуження повної площі хлипака через a (звичайно $a = 0{,}60 \div 0{,}65$), знайдемо діяметр хлипака

$$d = \sqrt{\frac{4f}{a\pi}}$$

Переходячи до конструктивного рисування смока, визначають діяметр D_1 розміщенням i хлипаків по обводові з потрібними віддалями між ними та діяметр толока D (див. фіг. 325).

Віддаль s від верхнього краю вікон до толокового окрайка в його найнижчому положенні з рівняння

$$Fs = Q_1 \quad Q_2$$

$$s = \frac{Q_1 + Q_2}{F} \tag{77}$$

Діяметр витісняча D_2 визначають з умови, щоб під час руху толока вгору вода не виливалася в толока назад у корпус, себто щоб тоді, коли вікна закриті, рівень води в толокові був нижче від краю толока на деяку величину z.

Коли $y = s$, з рівняння (72) маємо:

$$z = \frac{F_2 s - V - Q_1}{F_3 - F_2}$$

звідки

$$F_2 = \frac{F_3 z + V + Q_1}{s + z} \tag{78}$$

Об'єм V обчисляють з рисунка, діяметр D_3 вибирають з конструктивних міркувань, z беруть близько 20 мм.

Задавшися вистою вікон s_1, визначаємо радіюс корби з рівняння

$$2r = s + s_1$$

$$r = \frac{s + s_1}{2} \tag{79}$$

Визначивши ці величини, можна нарисувати діяграму, подану на фіг. 326. Тому, що діяметр D_5 нам покищо невідомий, порядок будування трохи різниться від викладеного вище.

Рисують криву $K_1 K_2 K_3$ і намічають точку M_2 кривої $M_1 M_2 M_3$ на відділі e нижче від поземини $K_1 K_3$. Поводять поземні лінії, що обмежують висоту вікон (на фіг. 326 ці лінії зарисковано по всій довжині діяграми): нижня лінія проходить через точку K_2, верхня на відділі s_1 від неї [1].

Точки E_1 та E_2 повинні лежати нижче від верхнього краю вікон на деяку величину e, що і вибирають так, щоб до початку вливання та після кінця його, повітря з кожуха могло вільно проходити до смока (часто $e_3 \cong 25$ мм). Вибравши величину e_3, знаходимо положення точок E_1 та E_2.

Тепер визначаємо величину радіюса r_1 з умови, щоб крива $M_1 M_2 M_3$ пройшла через три задані точки: E_1, M_2 та E_2. З фіг. 326 випливає:

$$O_1 C_1 = O_1 A_1 - C_1 A_1$$

або:

$$r_1 \cos\psi = r_1 - (e_3 + s - e)$$

$$r_1 = \frac{e_3 + s - e}{1 - \cos\psi} \tag{80}$$

[1] На фіг. 326 розмір s_1 не поставлено.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Кут ϕ відповідає частині кривої $E_1 M_2$ і на фіг. 326 вимірюється відтинком a_1. При цьому

$$\frac{\phi}{180°} = \frac{a_1}{a}$$

$$\phi = \frac{a_1}{a} 180°$$

Діяметр кожуха D_5 визначають з рівняння (69):

$$F_5 = F \frac{r}{r_1} - F \tag{81}$$

Отже ми визначили всі основні розміри смока. Треба перевірити тільки, чи справді вливається на протязі шляху E_1E_2 задена кількість води Q_1.

Для цього поділімо довжину діяграми на кілька рівних частин (30 — 40). Час, що відповідає одній поділці, позначмо t сек. $\left(t = \frac{60}{nx}, \text{де } x\text{—число поділок}\right)$, середні висоти напорів на протязі кожного промежка між точками E_1 та E_2 — h_1 та h_2 м. В такому разі за відомою формулою гідравліки кількість води, що притікає за промежок часу t,

$$q = \frac{2}{3} \mu \sqrt{2g} \left(h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}\right) bt, \tag{82}$$

де μ — сучинник витрати, що його можна взяти 0,6,

b — ширина всіх вікон в м.

Визначивши кількість води q для всіх промежків часу вливання між точками E_1 та E_2, знайдемо повну кількість води, що її прийняв смок,

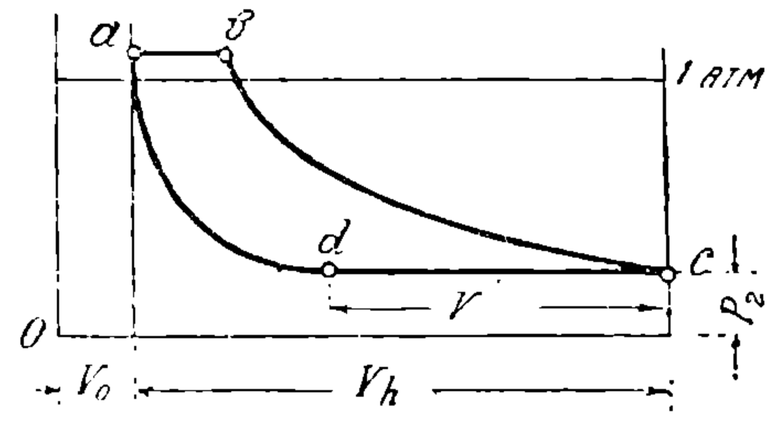
$$Q_1 = \Sigma q$$

Величина ця, звичайно, повинна бути не менша за задану. В противному разі доводиться міняти висоту вікон, а це зв'язане з перероблением розрахунку.

§ 109. Толокові повітряні смоки

Ці смоки вживали до останнього часу при перемішувальних конденсаторах з протитечею та при поверхневих конденсаторах.

Призначення їх — відсмоковувати повітря з конденсатора, а загальнах їня конструкція наближається до конструкції парової машини. Під час першого перебігу толока повітря всмоктується при тискові, трохи меншому за конденсаторний, під час зворотного перебігу повітря стискається до стиску близько 1,1 атм і виштовхується через нагнітні клапаки. На індикаторній діяграмі смока (фіг. 327) лінія cb подає стиск засмоктаного повітря, ba — виштовхування, ad — розширення повітря, що лишилося в шкідному просторі, dc — всмоктування.



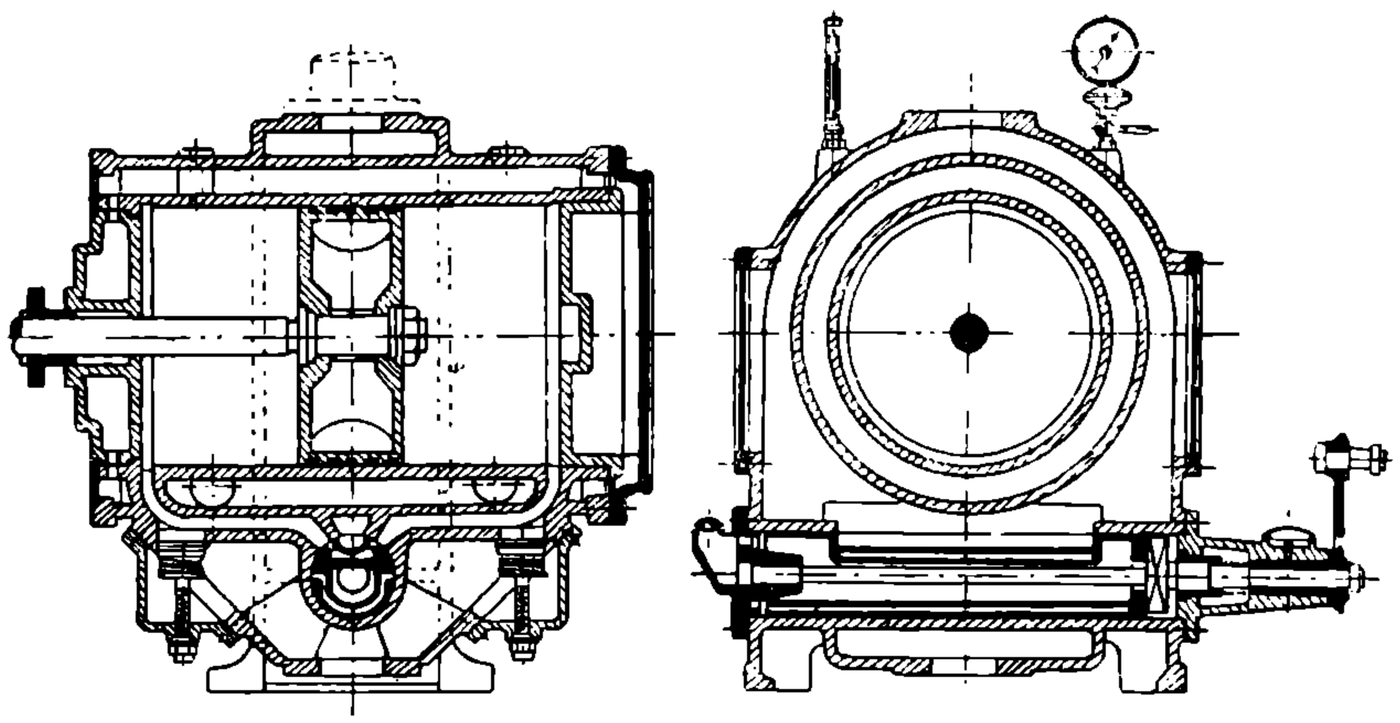
Фіг. 327. Індикаторна діяграма повітряного смока.

На сучинник видатности смока дуже впливає об'єм шкідного простору; всмоктування може початися тільки тоді, коли повітря в циліндрі, що розширяється за кривою ad, досягне тиску, трохи нижчого за конденсаторний. Коли робочий об'єм циліндра дорівнює V_h, може бути засмоктаний тільки об'єм, що його вимірює відтинок V, тим менший, чим більший шкідний простір.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Коли тиску конденсатора $p_2 = 0{,}1$ ата і величина шкідного простору 5%, об'єм V становить тільки половину V_h. Відношення $\frac{V}{V_h}$ звуть об'ємний сучинник видатности.

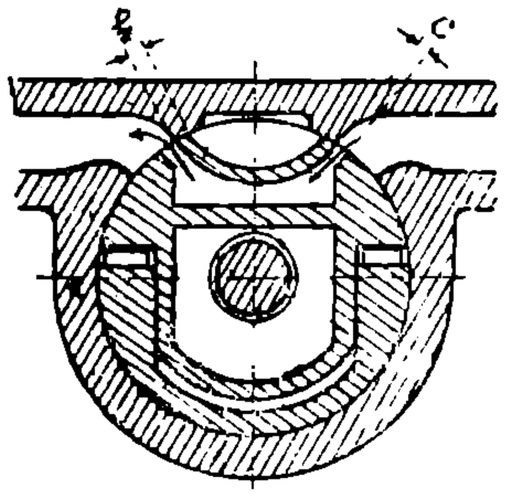
Щоб підвищити цей сучинник, керують упусканням повітря за допомогою сувака з перепуском Вайссової системи.



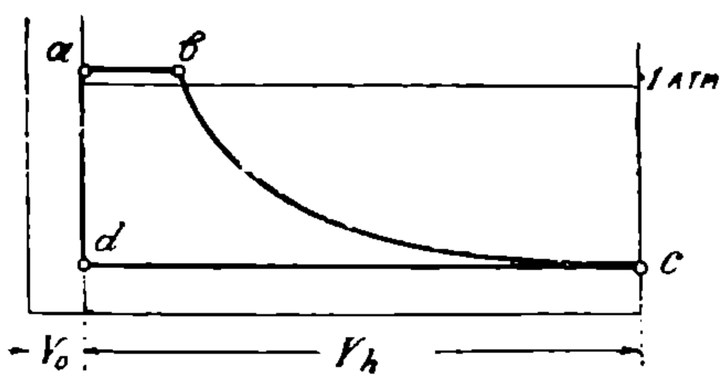
Фіг. 328. Толоковий повітряний смок.

На фіг. 328 подано смока із суваком (ґрантом) цієї системи, а на фіг. 329 поперечний перекрій сувака показано в більшому мірилі.

Сувака вміщено під циліндром, посередині його, і він керує впусканням повітря в обидві порожнини. Нагнітні хлипаки розміщено знизу, по одному на кожну порожнину. На фіг. 329 сувака подано в середньому положенні. Впус-



Фіг. 329. Сувак з перепуском вайссівської системи.



Фіг. 330. Індикаторна діяграма повітряного смока.

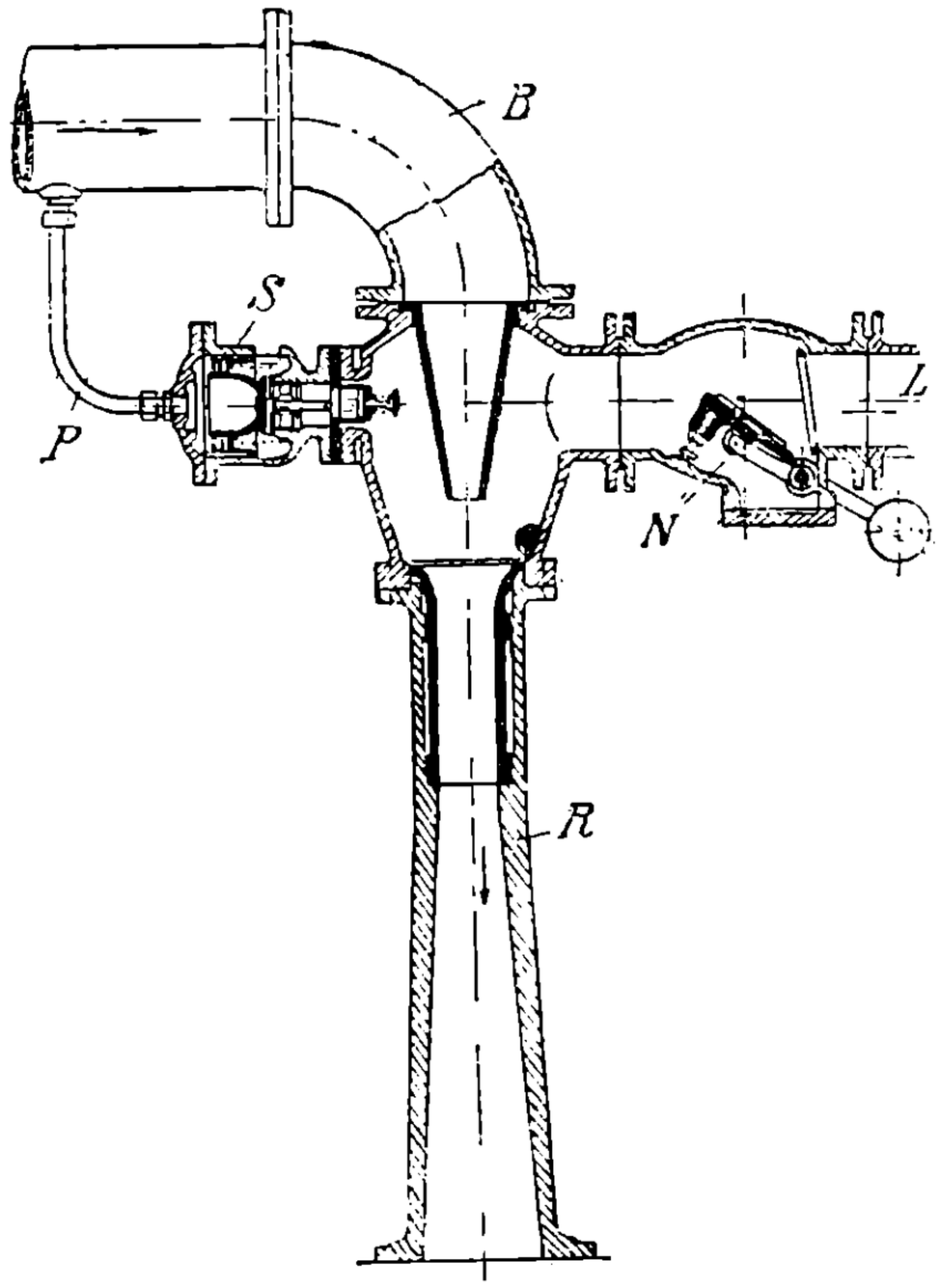
кання повітря в ліву порожнину почнеться тоді, коли сувак повернеться на величину зовнішнього перекривка e. В суваку зроблено канал завширшки c, що при передньому положенні сувака сполучає одну з одною обидві порожнини циліндра. При цьому відбувається перепускання повітря із шкідного простору тієї порожнини, де починається розширяння, в порожнину, де відбувається всмоктування. Тому тиск у першій порожнині вмить спадає й вирівнюється з тиском всмоктування. Індикаторна діяграма набирає вигляду, що його показано на фіг 330, і об'ємний сучинник видатности доходить до 97%. При цьому, звичайно, через те, що збільшується площа індикаторної діяграми, підвищується й витрата роботи на те, щоб надати смокові чину. Щоб зменшити витрату енергії на роботу смока, намагаються провалити процес ізотермічно, себто відводячи тепло, що утворюється під час упускання повітря. Для цього циліндер смока та його покришки роблять із водяним охолодженням.

НБ УДУНТ (ДІТ)

§ 110. Струминні повітрлні смоки [1]

Останніми часами дуже поширилися струминні смоки, щоб відсмоктувати повітря; вони працюють водою чи парою за принципом ежектора.

Конструкцію такого водоструминного апарата (фірми *MAN*) подано на фіг. 331. Трубою *B* надходить під тиском вода, що її подає відосередковий смок.



Фіг. 331. Водоструминний апарат для відсмоковування повітря фірми MAN.

Вийшовши з сопла, вода, маючи велику швидкість, тягне за собою часточки повітря, засмоктуваного з конденсатора трубою *L*. В дифузорі *R* кінетична енергія струмини перетворюється на потенціяльну, через що тиск суміші при виході трохи перевищує тиск атмосферний. Коли смок, що подає воду, стане працювати, тиск у трубі *B* спадає, і під чином пружини відкривається хлипак *S*, що впускає в прилад атмосферне повітря. При цьому закривається зворотний хлипак *N*, що розлучає прилад з конденсатором. Коли тиск у трубі *B* зростає, хлипак *S* закривається під тиском води через трубку *P* на толок хлипака.

На фіг. 332 подано загальний вигляд конденсаційної устави фірми *MAN* з водоструминним приладом для відсмоктування повітря. Конструкцію конденсатора описано в 103 (фіг. 312). Як працює устава, ясно з рисунка. Окремі частини злагоди позначено так:

A—патрубок для випускання пари в атмосферу, якщо поламається конденсаційна злагода.

J—трубопровід, щоб подавати охолодну воду в конденсатор.

P—відосередковий смок, щоб відсмоковувати продукти конденсації.

E—труба, що відводить продукти конденсації.

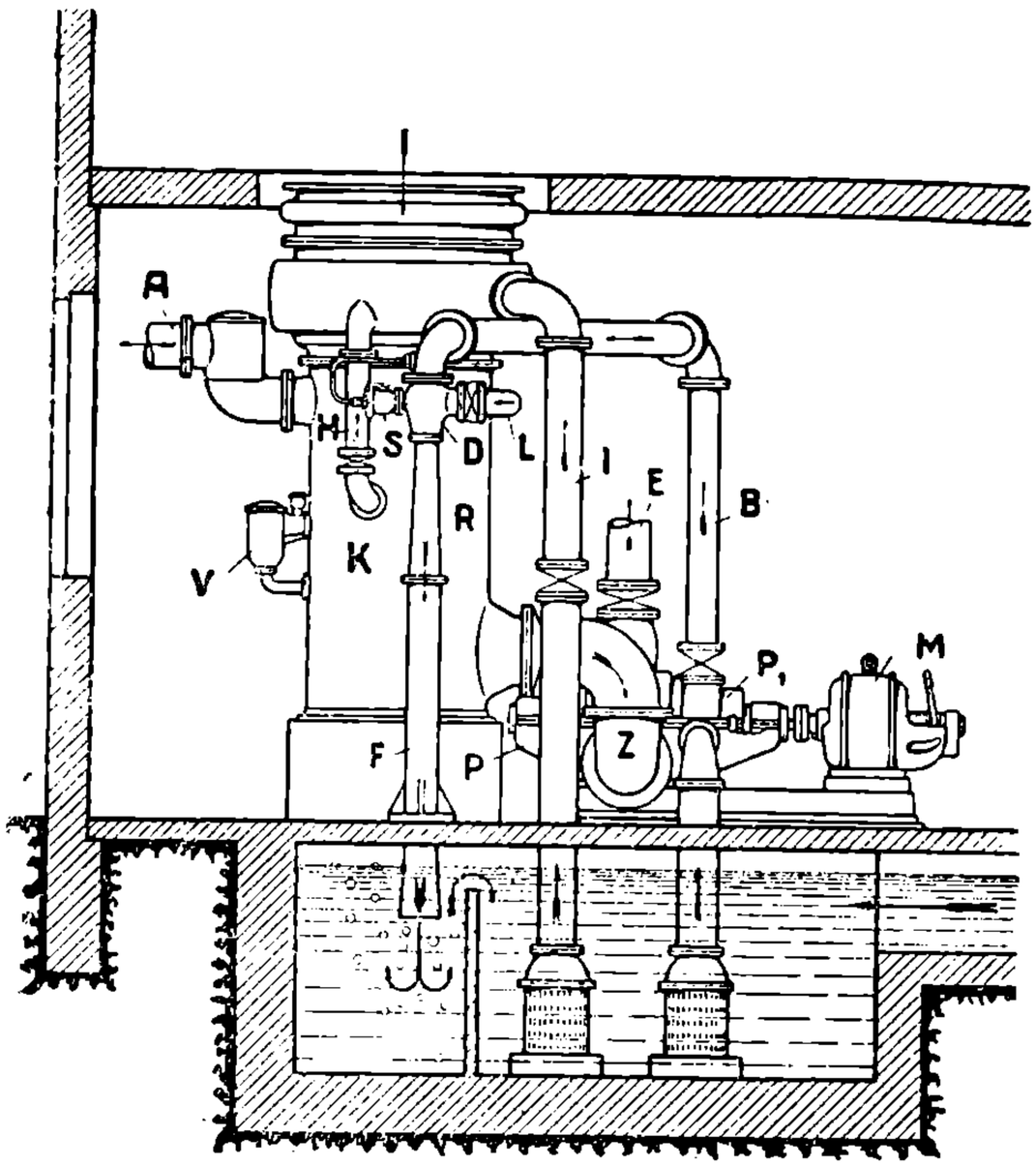
Z—труба, що підводить воду до водоструминного апарата.

---

[1] Докладніше див. Г. С. Жирицький, Паровые турбины.

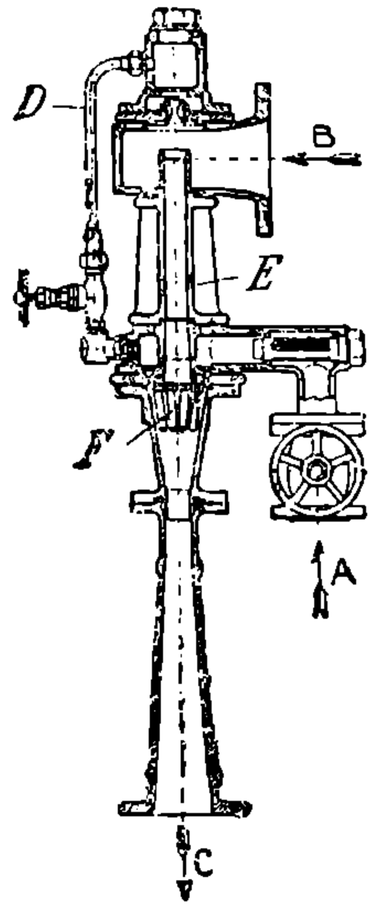
НБ УДУНТ (ДІІТ)

P_1—смок, що підводить воду до водоструминного апарату.
B—водяний трубопровід до нього.
D—водоструминний апарат, щоб відсмоковувати повітря.
S—повітряний хлипак (див фіг. 331).
R—дифузор.
F—труба, що відводить суміш води та повітря.
L—повітряна труба з конденсатора.
H—додаткове подавання холодної води в конденсатор, щоб охолоджувати повітря (див. фіг. 312).



Фіг. 332. Конденсаційна устава фірми MAN.

K—конденсатор.
V—прилад для автоматичного впускання повітря в конденсатор (див. фіг. 312).
M—електромотор, що надає чину водяним смокам.



Фіг. 333. Паростру минний прилад відсисати повітря.

В паростру минних апаратах, що працюють за тим самим принципом, як і водоструминні, вживають дуже високих швидкостей пари (800÷1200 м/сек., замість 25÷30 м/сек. в водоструминних приладах). Коли порожня висока, стискання суміші повітря та пари відбувається звичайно двома заходами—в двох дифузорах. За приклад конструкції такого апарата може бути поданий на фіг. 333.

Пара, що надходить через вентиль A, проходить почасти трубкою D до верхнього сопла і засмоктує повітря через патрубок B. Тиск у патрубку B позначмо p_2. В першому дифузорі E повітря стискається до тиску p_3, більшого за p_2, але нижчого від атмосферного. Пара, що виходить із сопел F, тягне повітря в другий дифузор C, при виході з якого тиск суміші трохи перевищує атмосферний.

На фіг. 334 подано фотографію приладу такої самої конструкції.

Водо- та особливо паростру минні прилади дуже прості конструкцією й їх легко доглядати. Вони можуть давати високу порожню, а витрата енергії на їхнє обслуговування (відосередковий смок для подавання води, пара в паростру минних приладах) приблизно така сама, як і в інших систем смоків.

Особливо поширені струминні смоки в уставах, що обслуговують парові турбіни.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

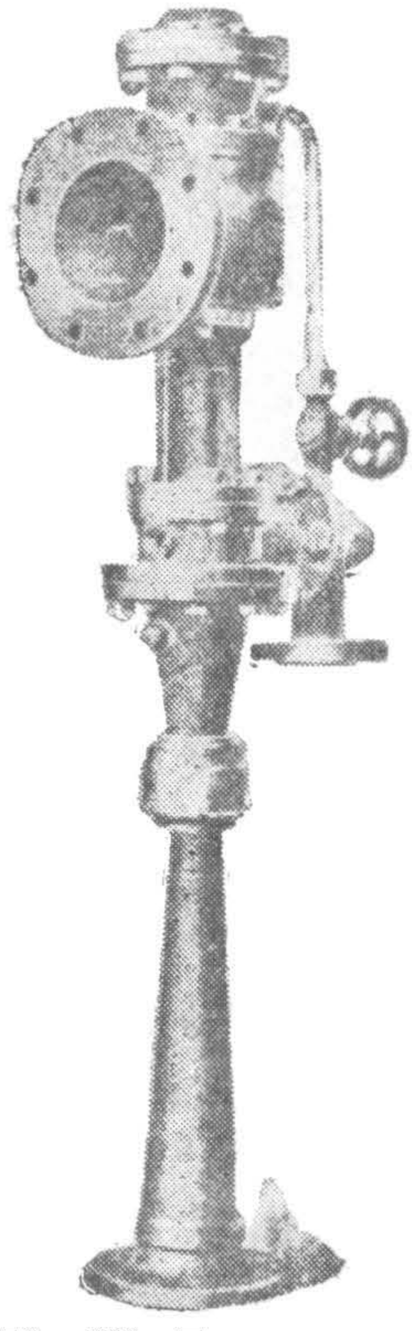
§ 111. Вторинне охолодження води

Якщо через місцеві умови потрібну кількість охолодної води не можна мати з річки чи колодязя або якщо немає куди спустити багато спрацьованої води, доводиться робити штучне охолодження її з тим, щоб працювати з постійним запасом води, поповнюючи тільки убуток її від випаровування.

В найпростішому випадку воду з конденсатора можна випускати в який-небудь басейн, що має велику поверхню охолодження.

Такий спосіб можна радити тільки тоді, коли немає вільної площі землі в тих випадках, де не потрібне зовсім охолодження води. Перевагою є тільки те, що на охолодження води не треба витрачати енергії: вода надходить у басейн самотокою.

Основна хиба—це те, що поверхня охолодження басейна повинна бути дуже велика: на 1 мех. коня потужности машини треба близько 3 м² водяної поверхні. Басейн треба бетонувати і тому він дорого коштує, а в гарячу погоду охолоджується вода незначно.



Фіг. 334. Паростру минний прилад відсисати повітря.

Незалежно від вищевикладеного з басейна можна користатися тільки при конденсаційних уставах з невисокою порожнею.

Досконаліше охолодження дає басейн з розпорскувальною злагодою, що дає над поверхнею басейна ряд фонтанів. Особливо відомі Кертінґові розпорскувачі; вони тонко розпорскують воду, що надходить з конденсатора. При цьому залежно від температури повітря вода холонутиме більш чи менш інтенсивно.

В фонтанних злагодах поверхня басейна може становити до $1^1/_2$ м² на 1 мех. коня потужности машини.

Коли повітря сухе, воду можна охолодити до температури повітря, а коли повітря вологе,—на 4÷10° вище від температури повітря. Тому в літні місяці й цей спосіб не цілком задовольняє. До хиб цього охолодження належить також і те, що розпорскувану воду може відносити від басейна в боки вітер, і отже буде непродуктивна витрата води.

Конструкцію Кертінґового розпорскувача показано на фіг. 335. Воду подають до розпорскувача під тиском 2 ата.

Найдосконаліший спосіб охолоджувати воду—це за допомогою вежових охолодників із природним чи штучним тягом повітря.

Принцип чину вежового охолодника видно з фіг. 336. Над бетонованим басейном міститься ряд жолобів, куди надходить вода з конденсатора. Жолоби мають у дні отвори, що з них вода струминками падає вниз. На шляху води ставлять ґратниці: ударяючись об них, вода розбризкується. Над басейном збудовано вежу, що чинить подібно до димаря, щоб збуджувати тяг повітря (тяг відбувається через різницю температур унизу й над вежею). Іноді користаються із штучного тягу за допомогою вітрогона, що подає повітря в ґрадільню.

Вода в ґрадільні холоне почасти безпосередньо віддаючи тепло, через доторкання до холоднішого повітря, а головно через те, що від неї віднімається тепло під час випарування та насичення вологою повітря.

Як відомо, в атмосферному повітрі є деяка кількість водяної пари. За Далтоновим законом атмосферний тиск p_a складається з парціяльних тисків повітря (p_1) та водяної пари (p_d):

$$p_a = p_1 + p_d$$

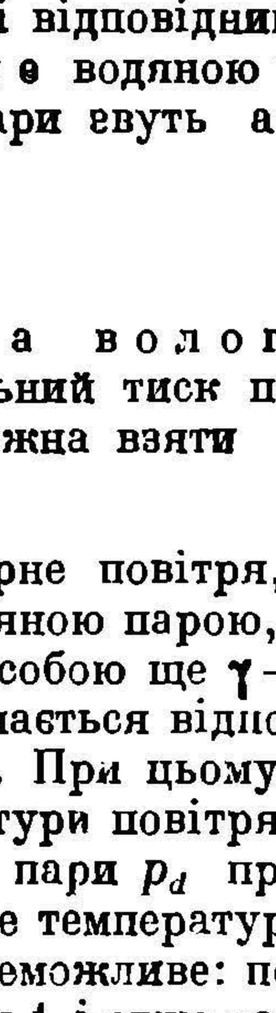
НБ УДУНТ (ДІТ)

При цьому 1 кг чистого повітря займав об'єм

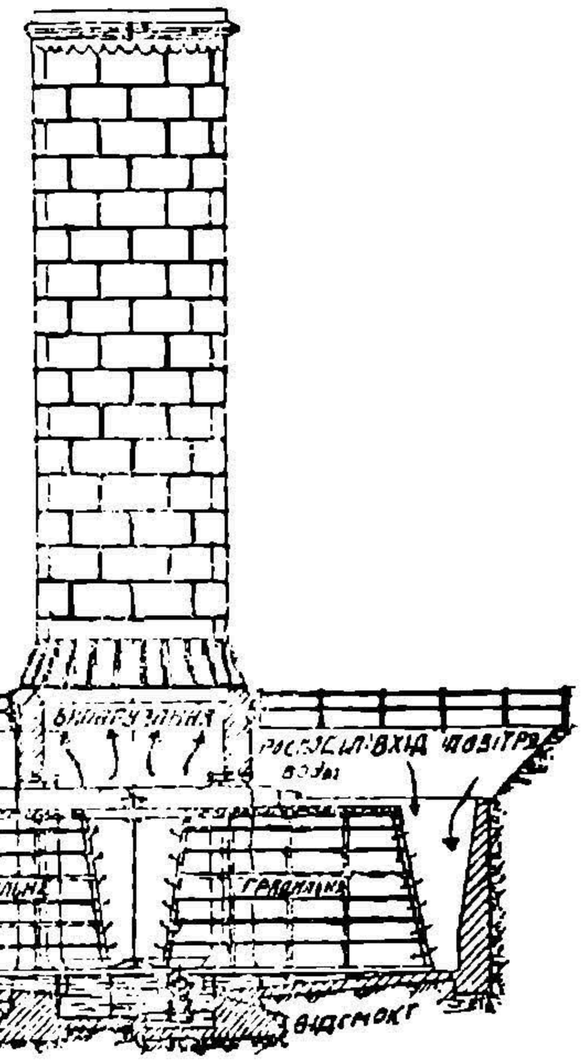
$$v = \frac{R_1 T}{10\,000\, p_1}\ \text{м}^3$$

де R_1 — газова стала повітря, що дорівнює 29,3; T — абсолютна температура повітря ($T = 273 + t°$).

В об'ємі v незалежно від повітря може бути деяка кількість водяної пари. Найбільшу кількість цієї пари визначають в температури t повітря, а саме: температура насичення водяної пари, що відповідає її парціяльному тискові може становити максимально $t°$. В цьому випадку в 1 м³ повітря може бути γ кг пари, де



Фіг. 335. Кертінгівський розпорошник.



Фіг. 336. Вежовий охолодник.

останню величину знаходять з таблиць для пари, як питому вагу, з температурою $t°$ і відповідним до неї тиском $(p_d)_s$. Повітря при цьому, як кажуть, н а с и ч е н е водяною парою. Якщо в 1 м³ повітря є не γ, а γ' кг пари, то величину пари звуть а б с о л ю т н а вологість повітря, а відношення

$$\varphi = \frac{\gamma'}{\gamma}$$

в і д в о с н а в о л о г і с т ь повітря.

Парціяльний тиск пари в цьому останньому випадку з достатньою мірою точности можна взяти

$$p_d = \varphi\, (p_d)_s$$

Атмосферне повітря, доторкаючись до нагрітої води в ґрадільні, насичується водяною парою, і якщо вологість його становила γ' кг/м³, воно може захопити в собою ще $\gamma - \gamma'$ кг/м³ водяної пари. Коли випаровується $\gamma - \gamma'$ кг води, віднімається відповідне тепло паротворення від решти води, і вона охолоджується. При цьому температура води по охолодженні може бути нижча від температури повітря. Границю охолодження води установлюють парціяльним тиском пари p_d при відносній вологості φ. А саме, коли охолоджувана вода досягне температури t_d, що відповідає цьому тискові p_d, то дальше охолодження неможливе: повітря в шарах, що доторкаються до води, має ту саму температуру t_d і отже насичене водяною парою, через що дальше випаровування води припиняється. Температуру t_d звуть т о ч к а р о с и, бо від найменшого її зниження починається часткове згущення пари — виділення води.

НБ УДУНТ (ДШТ)

Кількість тепла, що відпімається від води в ґрадільні, можна визначити так [1].

Якщо через ґрадільню проходить L кг/год. чистого (цебто без водяної пари) повітря, то воно відбирає від води кількість тепла

$$Q_L = c_p L (t_a - t_e) \tag{83}$$

де теплоємність повітря $c_p = 0{,}24$ кал/кг,

t_a — температура повітря по виході з охолодника,
t_e — температура повітря при вході в нього.

Позначмо далі:

v_e та v_a — питомі об'єми чистого повітря в м³/кг при вході та при виході з охолодника;

γ_e та γ_a — питома вага пари в кг/м³ при температурах t_e й t_a;

φ_e та φ_a — відносна вологість повітря при вході та при виході з охолодника.

При цих позначеннях вміст пари в 1 кг чистого повітря за вищесказаним становитиме:

при вході в охолодник

$$d_e = \varphi_e \gamma_e v_e$$

при виході з нього

$$d_a = \varphi_a \gamma_a v_a$$

Отже кількість пари, що її захопили L кг повітря, або, що те саме, кількість випаруваної води, становить

$$L (d_a - d_e) = L (\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_e \gamma_e v_e) = W_1 - W_2,$$

де W_1 — кількість води, поданої з конденсатора (в кг/год.),
W_2 — кількість води, що її відводять з ґрадільні,

$$W_2 = W_1 - L (\varphi_a \gamma_a v_a - \varphi_e \gamma_e v_e) \tag{84}$$

Позначмо тепловміст сухої насиченої пари: i_a при температурі t_e, i_a — при температурі t_a (або при відповідних парціяльних тисках p_{de} та p_{da}). Отже з парою, що є в повітрі, до охолодника підводиться $\varphi_e \gamma_e v_e i_e L$ кал. тепла, а відводиться $\varphi_a \gamma_a v_a i_a L$ кал. Тепловий баланс охолодника подає тому таке рівняння:

$$W_1 t_1 + c_p t_e L + \varphi_e \gamma_e v_e i_e L = W_2 t_2 + c_p t_a L + \varphi_a \gamma_a v_a i_a L \tag{85}$$

де t_1 та t_2 — температура води при вході та при виході з охолодника. В кожній із частин рівняння перший член означає кількість тепла, що є в воді, другий — у повітрі, третій — у водяній парі, що є в повітрі.

З величин, що входять до рівняння (85), для чинного охолодника $W_1, W_2, t_1, t_2, t_e, t_a, \varphi_e$ та φ_a можна безпосередньо виміряти, $\gamma_e, \gamma_a, i_e, i_a$ — взято з таблиць для пари, $c_p = 0{,}24$ кал/кг. Питомі об'єми v_e та v_a можна визначити за формулами

$$v_e = \frac{R_1 T_e}{10\,000\, p_{1e}}; \quad v_a = \frac{R_1 T_a}{10\,000\, p_{1a}},$$

де

$$T_e = 273 + t_e; \quad T_a = 273 + t_a$$
$$p_{1e} = p_a - p_{de}; \quad p_{1a} = p_a - p_{da}$$

Нарешті

$$p_{de} = \varphi_e p_{se}; \quad p_{da} = \varphi_a p_{sa},$$

де тиски p_{se} та p_{sa} знаходять з таблиць для пари по температурах t_e й t_a.

За Гавсбрандом відносна вологість φ повітря в середніх широтах на висоті 300 м над рівнем моря можна взяти в %:

навесні	влітку	восени	взимку	середня річна
75	67	77	83	75

---

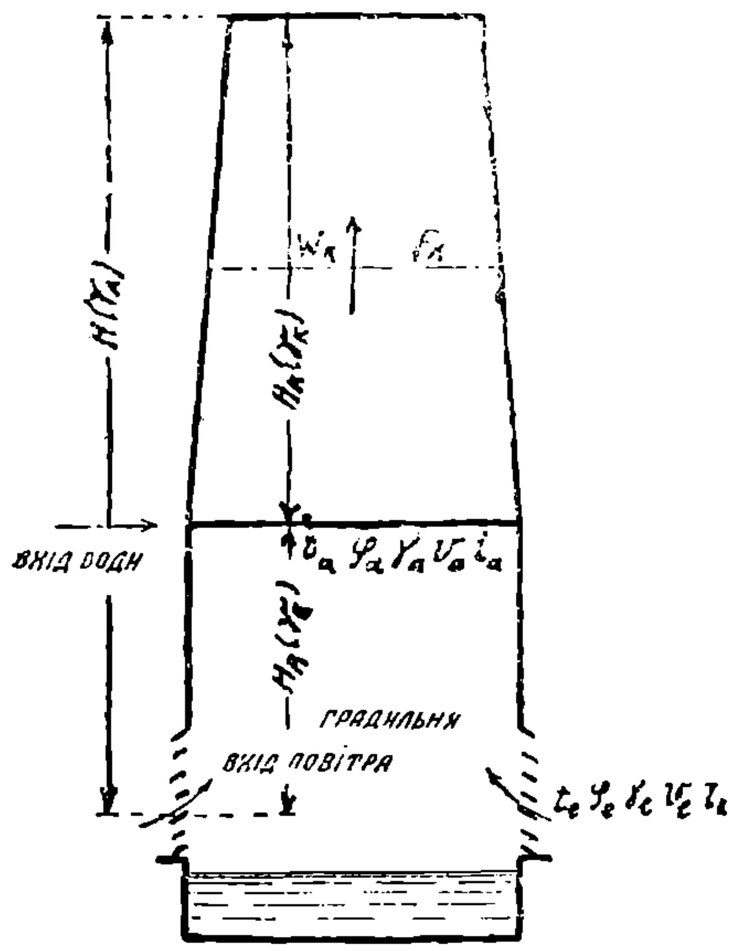
[1] Див. Hoefer, Kondensation bei Dampfkraftmaschinen, Berlin, 1925.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

З рівнянь (84) та (85) можна визначити кількість повітря, потрібну для охолодження:

$$L = \frac{W_1(t_1 - t_2)}{c_p(t_a - t_e) + \varphi_d \gamma_a v_a (i_a - t_2) - \varphi_e \gamma_e v_e (i_e - t_2)} \text{ кг/год.} \qquad (86)$$

Визначати розміри охолодника суто розрахунковим шляхом, не базуючись на дослідних даних, не можна. Ми виведемо проте деякі формули, що встановлюють залежність між різними величинами, які впливають на розміри охолодника



Фіг. 337. Схема вежового охолодника.

Як ми зазначали, тяг повітря збуджує звичайно вежа, що в її основі (власне в ґрадільні) повітря легше, ніж в околишньому середовищі. Між силою тягу та кількістю охолодного повітря можна встановити певну залежність.

Відповідно до фіг. 337 нехай позначають:

H_r — висоту в м, що на протязі її струминки води доторкаються до повітря,

H_k — висоту вежі,

$H = H_k + H_R$;

γ_A — питому вагу околишнього атмосферного повітря в кг/м³,

γ_R — середню питому вагу повітря в ґрадільні (на протязі висоти H_r).

γ_k — середню питому вагу повітря в вежі,

γ_w — питому вагу води.

Тоді сила тягу

$$Z = H\frac{\gamma_A}{\gamma_w} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_w} - H_k\frac{\gamma_k}{\gamma_w} = \frac{1}{\gamma_w}(H\gamma_A - H_R\gamma_R - H_k\gamma_k) \text{ м вод. стовпа}$$

З цієї величини частину εZ витрачається на перемагання тертя, так що на те, щоб утворити швидкість повітря, використовується тяг $(1-\varepsilon)Z$ м вод. стовпа або $(1-\varepsilon)\ Z\frac{\gamma_w}{\gamma_k}$ м стовпа суміші води та водяної пари.

Швидкість повітря в вежі

$$w_k = \sqrt{2g\ (1-\varepsilon)\ Z\ \frac{\gamma_w}{\gamma_k}}$$

або

$$w_k = \sqrt{2g\ (1-\varepsilon)\left(H\frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k\right)} \text{ м/сек.}$$

При середній величині площі поперечного перекрою вежі F_k (в м²) кількість чистого повітря, що протікає,

$$L = 3600\ F_k\ w_k\ \gamma_L,$$

де

$$\gamma_L\ \ \gamma_k = \varphi_a\ \gamma_a$$

(γ_a відповідає температурі t_a).

Підставляючи вартість w_k, знаходимо

$$L = 3600\ (\gamma_k - \varphi_a\ \gamma_a)\ F_k \sqrt{2g\ (1 \quad \varepsilon)\left(H\frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R\frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k\right)} \text{ кг/год.} \qquad (87)$$

НБ УДУНТ (ДІТ)

Користуючись із формули (86), приходимо, нарешті, до рівняння:

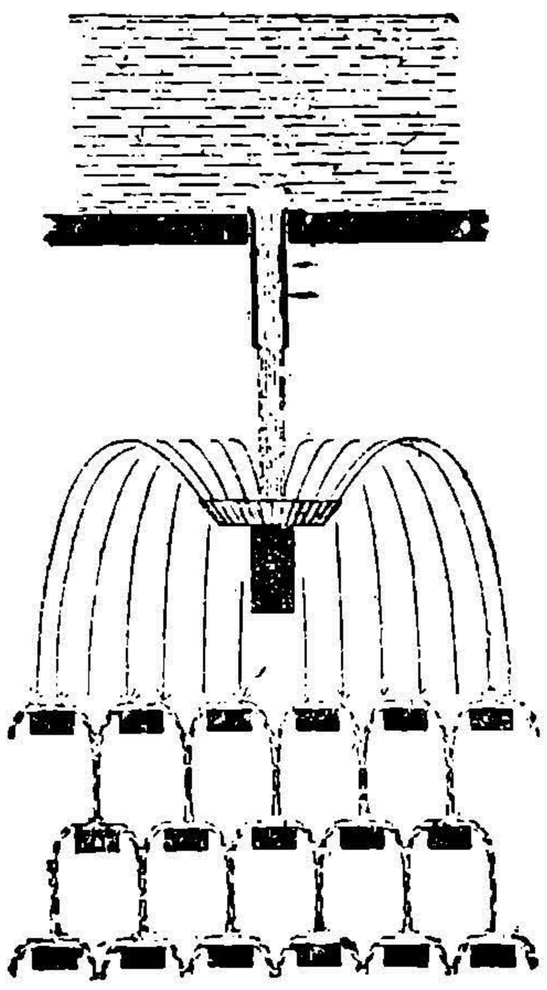
$$\frac{W_1 (t_1 - t_2)}{c_p (t_a - t_e) + \varphi_a \gamma_a v_a (i_a - t_2) - \varphi_e \gamma_e v_e (i_e - t_2)} =$$

$$= 3600 (\gamma_a - \varphi_a \gamma_a) F_k \sqrt{2g (1 - \varepsilon) \left(H \frac{\gamma_A}{\gamma_k} - H_R \frac{\gamma_R}{\gamma_k} - H_k \right)} \qquad (88)$$

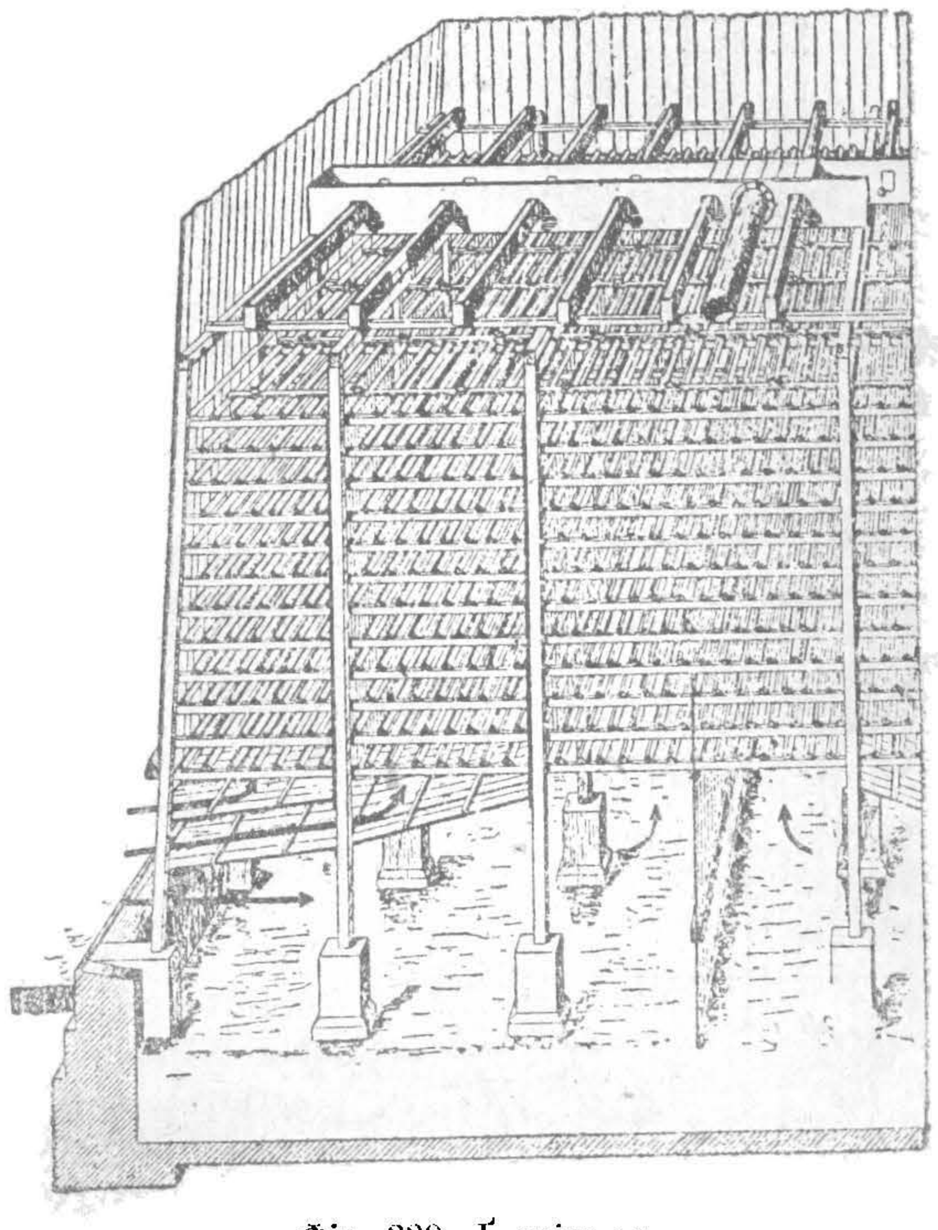
Швидкість повітря v_k досягає звичайно величини 1 м/сек.

Питому вагу γ_R визначають для повітря, насиченого парою води при температурі $\frac{1}{2}(t_e + t_n)^\circ$ та при тискові p_a.

γ_k досить точно можна визначити із стану атмосфери (p_a, φ_a, t_a) при виході з ґрадільні, φ_a можна звичайно вважати за одиницю.



Фіг. 338. Схема розбризкування води.



Фіг. 339. Ґрадільня.

Сучинник втрати ε за Гефером можна взяти рівним 0,95, себто тільки 5% тягу йде на те, щоб утворити швидкість повітря.

Коли проєктують охолодника, величини W_1, t_1 t_2, p_a, t_e та φ_e задано. Величинами F_k та H_R треба задатися. При цьому визначають попереду площу поперечного перекрою ґрадільні F_R, що її звичайно беруть

$$F_R = \frac{W_1}{3000} + \frac{W_1}{4000} \text{ м}^2$$

F_k вибирають трохи менше за F_R.

H_R становить звичайно $4 \div 8$ м.

Далі можна задатися температурою t_a, що її за досвідними даними можна взяти

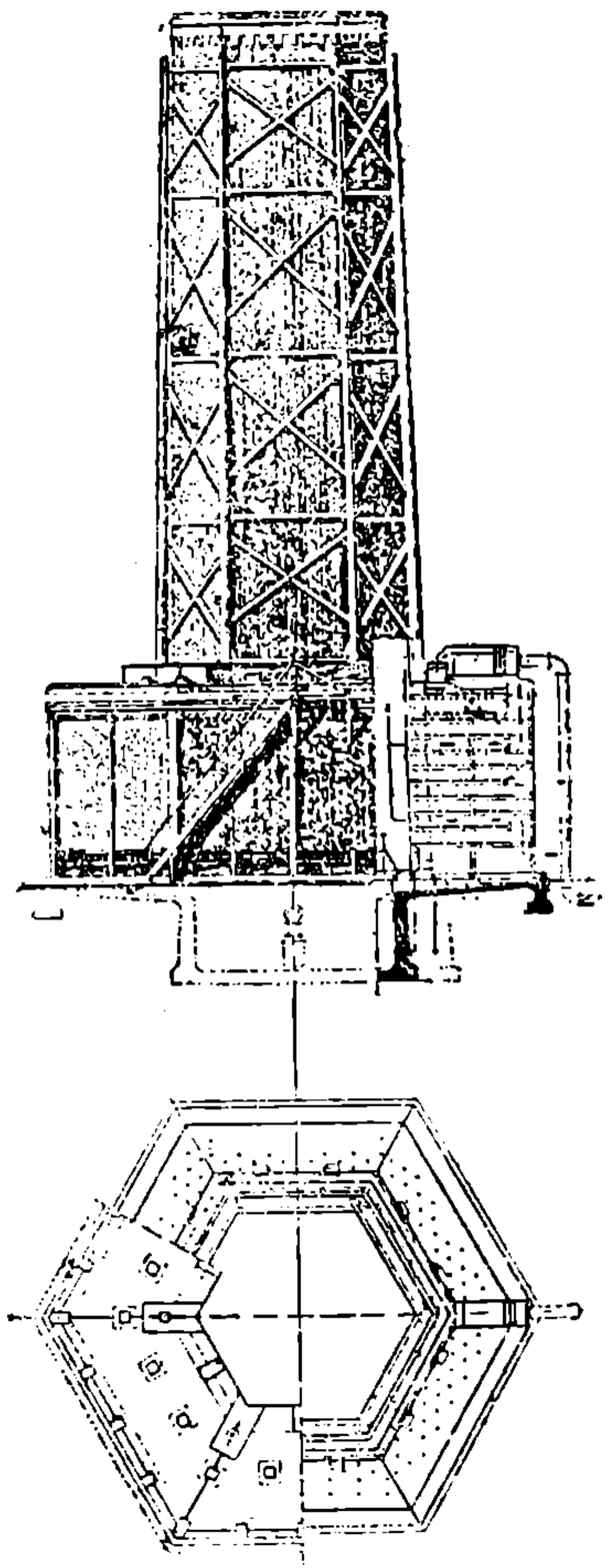
$$t_a = t_1 - (7 \div 9^\circ)$$

За формулою (88) можна визначити висоту H_k (а отже й H), що становить звичайно $10 \div 30$ м.

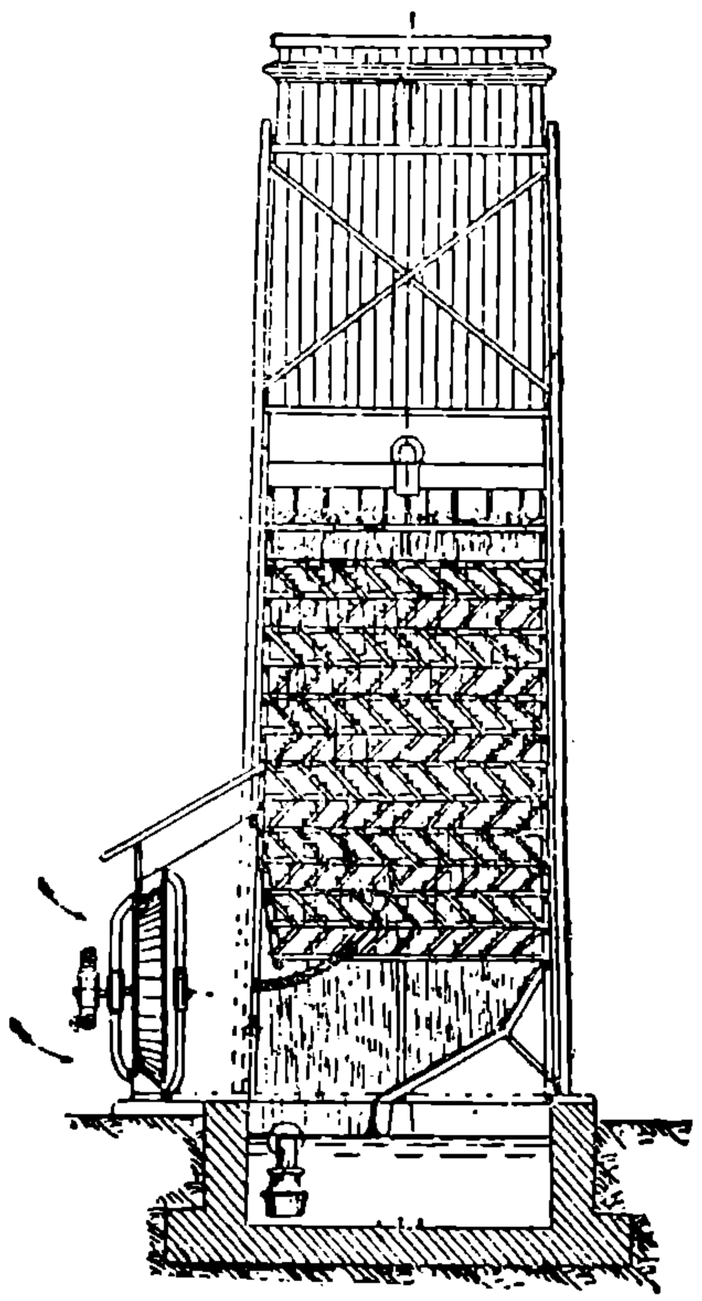
НБ УДУНТ (ДІТ)

Тому, що сучинник втрати залежить від багатьох чинників і невелика зміна його дуже впливає на розміри охолодника, вищенаведена метода розрахунку не є цілком задовільна й служить більше для того, щоб з'ясувати теорію процесу, ніж для практичних потреб.

Площа, що її займає вежовий охолодник з природним тягом, становить звичайно 1 — 1,5 м² на 100 кг на годину пари, що її витрачає турбіна. Коли площа обмежена, або коли природним тягом не досягають потрібного охолодження води, можна вживати штучного тягу (вітрогоном); при цьому площа, що її займає охолодник, знижується до 0,3 ÷ 0,7 м² на 100 кг пари на годину. Проте вітрогін споживає так багато



Фіг. 340. Вежовий охолодник системи Scam - Balcke.



Фіг. 341. Вежовий охолодник із штучним тягом.

енергії, що штучний тяг здебільшого виявляється економічно невигідний.

Вежові охолодники роблять звичайно дерев'яні або з залізного кістяка з дерев'яною обшивкою. Рідше трапляються охолодники залізобетонні, цегляні та залізні. Дерев'яні частини охолодника треба пофарбувати або насочити розчинами, що запобігають гниттю. Залізні частини також треба пофарбувати фарбою, що перешкоджає їм іржавіти. Залізобетонні охолодники набагато дорожчі за дерев'яні, але початкові витрати окупаються іноді меншими витратами на амортизацію та особливо на ремонт.

Розпорскують воду найрівноманітнішими способами. Одного з них подано на фіг. 338. Вода з розподільчого жолоба (жолоби ставлять один від одного на віддалі 40 ÷ 60 см) падає на тарілку, де вода розбризкується. За допомогою ряду планок, що їх розташовано в шаховому порядку, поділяють воду на дрібні струминки.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Загальний вигляд ґрадільні подібної же системи подано на фіг. 339, де виображено зокрема жалюзі для підводу повітря, що розподіляють його по всій ширині ґрадільні.

Дуже раціональну конструкцію охолодника запропонувала фірма «Скам-Бальке»[1], де ґрадільня займає кільцеву площу навколо вежі (фіг. 340). Вода стікає з верхньої площинки навколо вежі вниз, а повітря рухається не навстріч воді, а впоперек її в поземому напрямі. При цьому зменшується висота ґрадільні, а отже й витрата енергії на те, щоб надати чину циркуляційному смокові.

Конструкцію охолодника із штучним тягом подано на фіг. 341, що не потребує жодних пояснень.

Тому, що частина води в охолоднику випаровується, в басейн ґрадільні треба подавати певну кількість додаткової води. Цю кількість $W_1 - W_2$ можна знайти з формули (84).

§ 112. Мастиловідбірники

Мастиловідбірники ставлять або перед конденсатором, і вони тоді відокремлюють мастило від пари, або за конденсатором і вони тоді відокремлюють мастило від конденсаційної води.

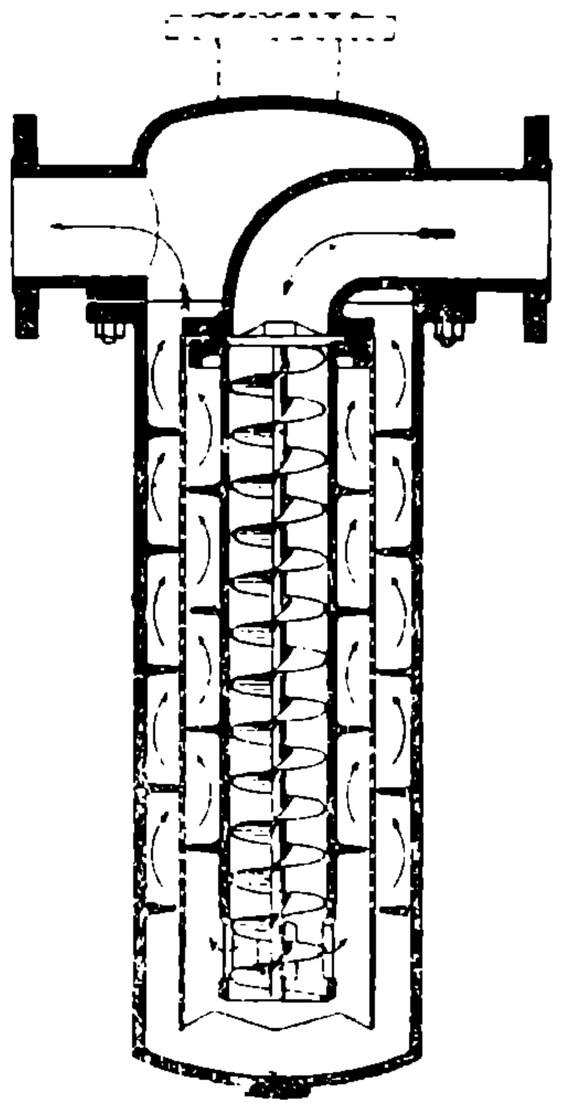
Відокремлювати мастило треба в тих випадках, коли конденсаційна вода йде на живлення паровиків. Проте і в усіх інших випадках бажано ставити мастиловідбірники перед конденсатором, тому що цим запобігають забрудненню рубок поверхневого конденсатора, смоків[2] та ґрадільні в переміпувальних конденсаторів.

Якщо пара або вода йдуть на огрівання, то мастило треба відокремити для того, щоб не забруднювати поверхні нагрівних приладів.

Треба мати на увазі, що уставлення мастиловідбірника на паровипускній трубі підвищує опір при проходженні пари. Тому розміри мастиловідбірника треба вибирати так, щоб його вільний перекрій дорівнював принаймні площі поперечного перекрою паропроводу.

Якщо мастиловідбірника ставлять за конденсатором, то вживають звичайно фільтраційних скринь. Воду перепускають попереду через ряд скринь з деревною тирсою або іншою фільтраційною речовиною, що й затримує мастило. Для доброї фільтрації треба, щоб швидкість конденсату була якнайменша, а через те площу фільтрата треба робити велику. Мастило, що осіло в фільтраті, використати не можна, а це є хиба подібного мастиловідбірника.

Мастиловідбірники на парових трубах дають можливість зібрати мастило і знову використати його на мащення машини.



Фіг. 342. Паровий мастиловідбірник.

Ці мастиловідбірники ґрунтуються головно на чині відосередкової сили чи сили інерції рухомих часток мастила. Приклад конструкції показано на фіг. 342.

Пара з мастилом у ньому рухається вниз, швидко обертаючись, завдяки ґвинтовій платівці, вставленій у трубу. Мастило при цьому відкидається до стінок та стікає вниз. Вийшовши з центральної труби, пара, підіймаючись угору, вустрічає на свойому шляху поземі перегородки, що примушують її проходити через отвори в залізному кожусі. Пара багато разів міняє свій

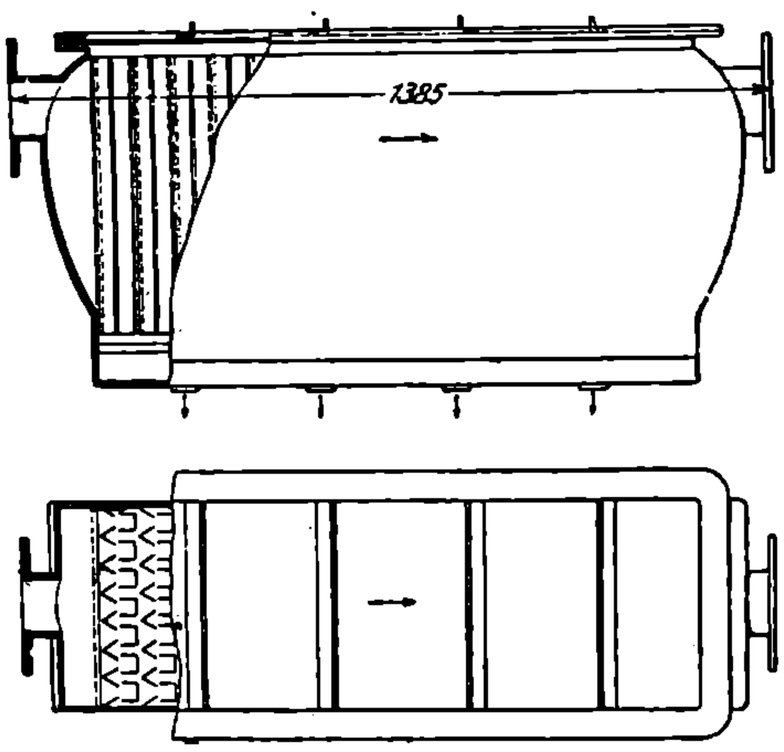
[1] Société de Condensation et d'Application Mécaniques, Paris.

[2] Мастило шкідливо впливає на хлипаки смоків.

НБ УДУНТ (ДІТ)

напрям, і сили інерції важчих за пару часточок мастила перешкоджає їм рухатися разом з парою; мастило затримується на стінках кожуха й стікає вниз, звідки його можна випустити разом з конденсаційною водою.

Якщо позначити:



Фіг. 343. Паровий мастиловідбірник.

ω — ободову швидкість пари на середньому радіюсі r спіральної перегородки,

γ_d — питому вагу пари,

γ_w — питому вагу суміші мастила з водою, то відосередкова сила пари

$$C_d = \frac{\gamma_d}{g}\omega^2 r,$$

а води з мастилом

$$C_w = \frac{\gamma_w}{g}\omega^2 r,$$

звідки

$$C_w = C_d\frac{\gamma_w}{\gamma_d}$$

Підставивши

$$\gamma_w = 1000 \text{ кг/м}^3,$$

$$\gamma_d = 0{,}066 \text{ кг/см}^3 \text{ (для } p_d = 0{,}1 \text{ ата)},$$

знайдемо

$$C_w = 15\,000\, C_d,$$

себто намагання часточки води з мастилом прилипнути до стінки труби в 15 000 разів більше, ніж часточки пари.

В поданому на фіг. 343 мастиловідбірнику штаби кутівкового заліза розбивають пару на дрібні струминки й вона вдаряється об штаби тетуватого перекрою, що примушують пару різко змінити свій напрям. Інерція важких часточок мастила не дозволяє їм рухатись далі з парою: мастило стікає вниз і виходить через ряд отворів у корпусі мастиловідбірника.

§ 113. Загальне розташування конденсаційної злагоди

Конденсаційну злагоду парових машин становлять звичайно в сутеренах, по можливості безпосередньо під машинами. В деяких конструкціях сторчових машин конденсатора ставлять у машиновні, при чому часто (особливо суднових уставах) власне конденсатор роблять у стовбі машини.

Толоковим смокам тільки в рідких випадках надають чину від самостійного рушія. А звичайно надають їм чину або від головного вала машини за допомогою корбового чи ексцентрикового механізму, абож від зворотно-рухомих частин, наприклад, від ковзанця (часто в сторчових машинах) або від протитолочилна.

Відосередковим смокам надають чину здебільшого електромоторами.

Якщо охолодну воду беруть з річки чи з іншої водойми з необмеженим запасом води, то вода надходить до смока при конденсаторі або самотокою бетонованим каналом, абож її за допомогою допомічного відосередкового смока подають в якийнебудь резервуар, а звідти в конденсатор.

Коли охолоджують воду штучно, її подають звичайно смоком на ґрадільню і вона самотокою повертається до конденсатора.

Загальний вигляд розташування конденсаторів наводимо в частині IX.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Частина VI

ПАРОВІ МАШИНИ В УСТАВАХ З ВИКОРИСТАННЯМ СПРАЦЬОВАНОЇ ПАРИ

§ 114. Використання тепла в парових уставах і засоби підвищити його

Деякі дані про сучинники видатности парових машин наведено в § 14. Базуючись на цифрах таблиці I, а також на даних інших випробів, можна прийти до висновку, що відносний сучинник видатности машини збільшується з підвищенням тиску випуску та збільщенням міри перетріву. Цей висновок цілком збігається із сказаним у §§ 8 — 11 про втрати в паровій машині.

За пересічні вартості для η_0 машин, що працюють на конденсацію, слід вважати $0{,}6 \div 0{,}8$, а для машин, що працюють на атмосферу — $0{,}7 \div 0{,}8$.

Беручи на увагу величини термічного с. в. η_t(0,2 — 0,3), механічного с. в. η_m ($\sim 0{,}9$) та с. в. паровика η_k ($\sim 0{,}78$), найдемо, що в паровій уставі використовується лише 10 — 20% від тепла палива.

Легко бачити, що основна втрата в паровій уставі є втрата тепла в спрацьованій парі. При найвищих вартостях окремих сучинників видатности не можна чекати, щоб загальний с. в. перебільшив 25%. Ця межа встановлюється виключно станом пари перед та за машиною і її не можна підвищити жодними принциповими та конструктивними вдосконаленнями машини.

Тому, досягнувши значних успіхів у конструктуванні парової машини, що наблизили дійсний процес до ідеальних циклів, сучасна паротехніка пішла іншим шляхом піднесення економічности парових устав.

Природною стала думка про використання пари, яка відпрацювала в машині, на ті або інші потреби виробництва. При цьому мова йде, безумовно, про безпосереднє використання теплової енергії пари, бо можливе повне перетворення частини її на механічну роботу вже цілком у паровій машині.

Припустімо, що пара, яку випускаємо з машини з тепловмістом i_2, йде в нагрівні прилади, вийшовши з яких пара має тепловміст i_3. Повний сучинник видатности цілої устави (машини та нагрівних приладів) буде дорівнювати

$$\eta_{tot} = \frac{632 + \eta\,(i_2 - i_3)\,D_e}{C_e Q} \qquad (89)$$

де: η — сучинник видатности нагрівних приладів,

D_e — витрата пари машиною в кг на еф. кінь-годину,

C_e — витрата палива в кг на еф. кінь-годину,

Q — корисна тепловидатність палива.

Інж. Л. Шнайдер[1] зазначає, що підведені до парової машини 100 кальорій тепла розподіляються приблизно так:

[1] Schneider. Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. IV Aufl. Berlin, 1923 р. Є вже російський переклад цієї книги.

НБ УДУНТ (ДІТ)

ТАБЛИЦЯ XI

Розподіл тепла	Робота на конденсацію	Робота на атмосферу
Перетворення на корисну механічну роботу	16 ÷ 20	12 ÷ 15
Витрачається на роботу тертя та подання чину смокам	1,5	1,0
Втрата від початкової конденсації .	1,5	1,0
Тепло спрацьованої пари	81 ÷ 77	86 ÷ 83
Разом . .	100	100

Якщо припустити, що в нагрівних приладах використовується лише 50% від тепла пари, яка до них надходить, то сумарний с. в. машинонагрівної устави пересічно становить близько 55% (керуючись цифрами попередньої таблиці). Ця цифра в 3 — 4 рази перевищує с. в. устав без використання спрацьованої пари.

Щоб рельєфніше відокремити тепловикористання в машині та нагрівних приладах, Шнайдер пропонує замість повного с. в. всієї паросилової устави (включаючи й паровики), розглядати сумарний с. в. машини та нагрівних приладів.

Цей сучинник

$$\eta_w = \frac{632 + \eta\,(i_2 - i_3)\,D_e}{D_e i_1} \qquad (90)$$

У чисельнику формули (90) є кількість тепла, що припадає на 1 мех. кінь потужности машини, яку корисно використано в машині та нагрівних приладах; а в знаменнику—повна кількість тепла, підведеного до машини на 1 мех. кінь її потужности.

У таблиці XII наведено низку цифр, вирахуваних на підставі формули (90) в припущенням, що $\eta = 1$ і для випадків, коли $i_3 = 0$ (η_w', у передостанній графі) та $i_3 = 100$ кал/г. (η_w в останній графі). В останньому випадку припускаємо, що з нагрівних приладів випускається конденсат в температурою в 100°C.

У першій графі таблиці дано повну витрату тепла машиною в кальоріях на еф. кінь-годину.

У другій графі зазначено кількість тепла, яке не використовується в машині на корисну роботу (себто різниця між повною та корисною витратою тепла).

У третій графі наведена кількість тепла, яке можна використати для нагріву. Різниця між другою та третьою графами обумовлюється такими втратами в машині, як механічні та від початкової конденсації, що не перетворюються знову на тепло, підносячи тільки теплоємність спрацьованої пари.

Основні цифри таблиці запозичено з вищецитованої книги Л. Шнайдера, як пересічні дані для типів розгляданих машин. Із таблиці виходить, що сумарний сучинник видатности η_w теплосиловні підвищується із збільшенням протитиску. Це пояснюється тим, що толокові машини дуже корисно працюють при високому тискові. Застосовання перегрітої пари також підвищує загальну економічність устави.

Зазначені в останній графі таблиці цифри дають уявлення про те, який завбільшки може бути сучинник видатности паросиловні під час використання спрацьованої пари. Практика показує, що в дійсності використання тепла в таких уставах доходить до 80%. З цією цифрою не можуть конкурувати навіть найкращі дизель-мотори, що також роблять з використанням відхідних газів та охолодної води. (Використання відхідного тепла в середопальних рушіях через низку причин не можна провести так цілковито, як у парових рушіях).

НБ УДУНТ (ДІТ)

ТАБЛИЦЯ XII

Рід машини	Повна витрата тепла кал/мех. кінь - г.	Невикорис. для механ. роботу кільк.тепла кал/мех. кінь - г.	Корисн. тепло спрацьов. пари кал/мех. кінь - г.	ε у % до b	ε у % до a	η_w'	η_w''
Машина перегрітої пари з конденсацією .	4230	3600	3430	96	81	96	93,5
Машина насиченої пари з конденсацією .	5280	4650	4000	86	76	88	86
Машина перегрітої пари з випуском в атмосферу	5530	4900	4780	97,5	86,5	98	96
Машина насиченої пари з випуском в атмосферу.	7.30	6500	5950	91,5	83,5	92,5	90,5
Машина з тиском випуску в 2 ата. . .	7.30	6500	6380	98	89,5	98	97
Машина з тиском випуску в 5 ата. .	9830	9200	9680	98,8	92	98,5	97,5

§ 115. Царина застосування тепла спрацьованої пари

Тепло спрацьованної пари може бути використане на найрізноманітніші потреби. Найширше застосовують пару на нагрів у хемічних виробництвах. Дуже зручно використовувати пару в таких випадках:

1. На огрів будинків, — паровий та водяний. При паровому огріванні машина працює з високим протитиском ($1,5 \div 4$, атм) залежно від завдання та від величини мережі. При водяному огріванні можливе застосування конденсації з малою порожнею з таким розрахунком, щоб температура продуктів конденсації в більшості випадків становила 80 — 90°С.

Слід відзначити, що пара з тиском

0,1	ата	має	температуру	45,6° С
0,2	»	»	»	59,8° С
0,3	»	»	»	68,7° С
0,4	»	»	»	75,5° С
0,5	»	»	»	80,9° С
0,6	»	»	»	85,5° С
0,7	»	»	»	89,5° С

Таку саму температуру можуть мати й продукти конденсації (у конденсаторах з протитечією). Тому, для роботи на водяне огрівання слід здебільшого застосовувати порожню в $40 \div 60\%$, при якій машина цілком зберігає свою нормальну конструкцію.

2. На приготування гарячої води, яку можна використати для втворення розчинів, миття, прання, у лазнях. У перших двох випадках, звичайно потрібна вода з температурою в $40 \div 60°$, у решті — $80 \div 100°$. Тому й тут доцільно працювати машиною з невеликою порожнею та переважно з поверхневим конденсатором, щоб мати нагріту воду, вільну від мастила.

Щоб приготувати воду з температурою близько 100°, машина повинна працювати з невеликим протитиском (близько 1,5 ата) і спрацьовану пару напрямляють у спеціяльні прилади (напр., скрутинці), що нагрівають воду.

3. Для варіння при високій температурі. У багатьох хемічних виробництвах варіння або випарювання продуктів виробництва відбувається за допомогою пари високого тиску ($3 \div 8$ атм). До таких виробництв належать, наприклад, цукрове, рафінадне целюльозне, паперове. Пара або безпосередньо стискається з перероблюваними речовинами, або проходить трубками, скрутинцями та іншими нагрівними приладами, віддаючи тепло через їхні стінки. У всіх цих випадках можливе застосування машин із протитиском або з проміжним (з ресивера машин подвійного розширення) відбором пари.

НБ УДУНТ (ДІТ)

4. Для нагріву повітря, що в дальшому можна використати для сушіння або вентилювання. Сухе тепле повітря потрібне, наприклад, у деревообробних виробництвах (сушіння дерева), у броварному, деяких сільськогосподарчих (сушіння зерна) тощо.

Крім нагріву повітря спеціяльними кальориферами, що ними пропускають м'яту пару з машини, у багатьох випадках можливе застосування парових машин з повітряною конденсацією, себто з поверхневим конденсатом, якого охолоджує повітря. З подібними приладами належної конструкції можна досягти в машині вакууму в $80 \div 85\%$. З іншого боку (за Шнайдеровими даними), 1 кг спрацьованої пари з тиском у 0,2 ата може нагріти 50 кг повітря з температурою 10° С та вологістю в 80% до температури в 50° С з одночасним зниженням вологости до $11{,}4\%$. Фірма Бальке (Бохум) зазначає, що машина компавнд 200 м. к. при витраті пари в 6 кг на еф. кінь-годину може нагріти на 35° $40\,000 \div 45\,000$ мт³ повітря за годину. Хибою такого роду устав є малий сучинник теплопередавання від повітря до стінок конденсаторних трубок, через віщо розміри останнього виходять надзвичайно великі. Повітронагрівник може бути також увімкнутий між машиною та водяним конденсатором.

Коли використовується спрацьована пара на ті чи ті нагрівні потреби, то здебільшого доводиться дбати про старанне очищення пари від мастила. Не кажучи вже про устави, де пара безпосередньо стикається з перероблюваними продуктами, мастиловідбірники доводиться ставити також і тоді, коли пара проходить нагрівним приладом (кальорифером). В останньому випадку мастило, що є в парі, бруднить стінки приладу та погіршує його тепловіддавання.

Не дивлячись на корисність застосування перегрітої пари в машинах, температуру її слід вибирати так, щоб під час випуску з машини пара була в стані насичення або була перегрітою лише на декілька градусів, обраховуючи втрати в паропроводі до нагрівних приладів. В останні пара повинна ввійти насиченою для найінтенсивнішого передавання тепла нагрівним предметам.

§ 116. Основні типи машин з використанням спрацьованої пари

Як з'ясовано в попередньому параграфі, за машини з використанням спрацьованої пари можна вживати й конденсаційні машини з протитиском. Перші застосовують для готування гарячої води або повітря, другі — у всіх інших випадках практики.

Часто буває доцільним подавати в нагрівні прилади не всю пару з машини, а тільки частину її, відбираючи пару з ресивера машин подвійного розширення або навіть із циліндра одноциліндрових машин під час розширяння або стиску пари. Такі машини звуться машинами з проміжним відбором пари.

Застосування машин з протитиском особливо корисне тоді, коли всю пару, що виходить з машини, можна використати на виробництві незалежно від обтяження машини. Такий випадок має місце, наприклад, у цукровому виробництві.

А коли для нагріву ввесь час потрібна кількість пари, менша за ту, що проходить через машину, то раціональніше встановляти машину з проміжним відбором. Кількість відбираної пари регулюють залежно від потреб виробництва і вона в певних межах не залежить от обтяження машини. Пара, що, залишилася в ресивері, входить у циліндер низького тиску машини і там розширяється до тиску в конденсаторі.

Устави, що зустрічаються ще й на сьогодні, в яких є паровики високого тиску для роботи машини й паровики низького тиску для нагрівних потреб, цілком недоцільні й не відповідають вимогам сучасної теплотехніки. Так само майже завжди економічно некорисні устави, в яких механічну енергію дають середопальні рушії, а для обслуговування нагрівних приладів працюють паровики.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Окремі силова та паронагрівна устави доцільні лише в тих рідких випадках, коли витрата теплової енергії рушіями ні кількістю, ні часом витрати зовсім не відповідають витраті тепла на виробництві.

§ 117. Машини з протитиском

Величину протитиску в машині вибирають залежно від вимог виробництва, для якого використовують спрацьовану пару. Найчастіше машини працюють з протитиском в 1,5 ÷ 3 ата, проте, зустрічаються устави, в яких пара має тиск у 6 ÷ 8 ата. Безумовно, із збільшенням протитиску повинен збільшитися й тиск гострої пари, але в зв'язку з найновішими досягненнями в галузі високих тисків пари це не становить будь-яких труднощів.

Індикаторна діяграма машини з високим протитиском має такі особливості: 1) міра наповнення повинна бути то більша, порівнюючи з конденсаційною машиною, що вищий протитиск (при однаковому тискові гострої пари); під час неповного обтяження машини часто доводиться миритися з петлями негативної роботи наприкінці розширяння, щоб уникнути занадто великої міри наповнення під час нормального обтяження; 2) упереджання випуску звичайно роблять значним, щоб уникнути вищезазначених петель наприкінці розширяння; 3) тривалість стиску невелика, щоб уникнути петель негативної роботи наприкінці стиску; тому штумпфівські машини з їхнім тривалим стиском непридатні для роботи з протитиском (якщо, звичайно, не застосовувати великого шкідного простору або додаткових хлипаків для випуску.

Приклад індикаторної діяграми машини з протитиском був розібраний у § 17.

Звичайно, витрата пари машиною збільшується із збільшенням протитиску; проте, одночасне підвищення тиску гострої пари може втримати витрату пари на одному рівні. На фіг. 344 подано криві зміни витрати пари залежно від тисків під час впуску та випуску. Криві вирисував Шнайдер на підставі низки спроб одноциліндровими машинами протягом 1907 — 1917 рр.

По осі абсцис відкладені величини протитисків від 0 до 4 ата, по осі ординат — витрата пари на індикаторну кінь-годину. П'ять кривих витрати пари стосуються різних тисків гострої пари від 6,5 до 10,5 ата.

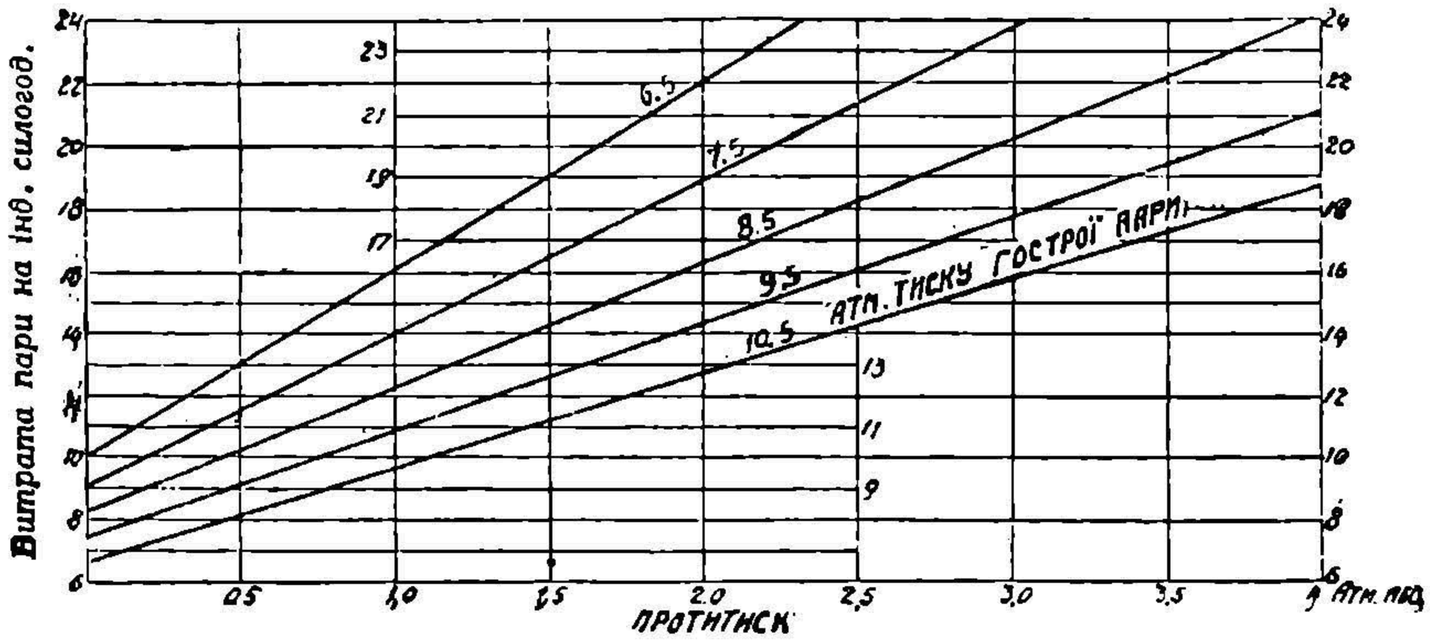
З діяграми виходить, що з підвищенням протитиску витрата пари збільшується за законом прямої лінії, при чому збільшенню протитиску на 0,5 атм відповідає збільшення витрати пари на 1,5 кг/інд. м. к.-г. (якщо p_1 =0,5 ата). Можна також відзначити, що машина, яка працює з тиском p_1 = 10,5 атм та p_2 = 4 ата, витрачає таку саму кількість пари, як і машина з p_1 = 7,5 атм та p_2 = 2 ата. У подібний же спосіб можна знайти, що машина з p_1 = 16 атм та p_2 = 7 атм з одного боку, та машина з p_1 = 9 атм та p_2 — 4 атм, з другого боку, мають однакову витрату пари.

Залежність відносного сучинника видатности η_o від величини протитиску та міри перегріву гострої пари подано на фіг. 345 (за Шнайдером). З підвищенням обох величин сучинник η_o, як зазначалося й раніше, підноситься. Коли пара перегрівається на 125° та протитиск p_2 = 2 ата, сучинник η_o досягає 90%. Не зважаючи на корисність високого перегріву температури пари дуже не збільшують, маючи на увазі, що під час випуску з машини, пара повинна бути насичена. У машинах з протитиском, що працюють з перегрітою парою, особливу увагу слід звертати на мастіння парового цилідра, маючи на увазі постійно високу температуру стінок.

Як було зазначено в попередньому параграфі, найкорисніше застосовувати машин з протитиском у тих випадках, коли всю пару з машини, незалежно від її обтяження, можна використати на промислові потреби. У багатьох випадках доречним є застосування парових акумуляторів, які наснажують тоді, коли зменшується витрата пари в нагрівній мережі, а розснажують тоді, коли збільшується витрата в мережі, або, коли зменшується обтяження машини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Машини, які ми розглядаємо, корисно застосовувати також у тих випадках, коли обтяження машини можна встановляти залежно від уживання пари нагрівними приладами. Із збільшенням витрати пари в огрівній мережі повинна збільшитися й потужність машини; при цьому зайвинна потужність повинна



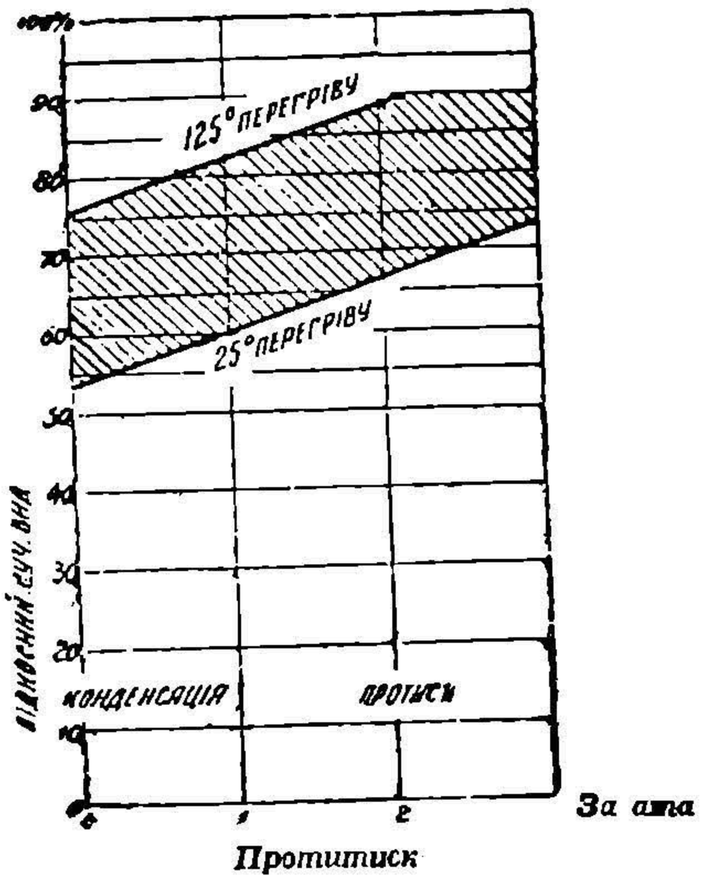
Фіг. 344. Витрата пари машинами з протитиском.

бути акумульована (електричними акумуляторами, наприклад, які розснажуються, коли зменшується витрата пари). У цьому випадку найзручніше встановляти декілька машин, одні з яких працюють з конденсацією, інші— з протитиском. Коливання обтяження сприймають перші машини, у той час як другі встановляють свою потужність залежно від витрати пари в нагрівній мережі.

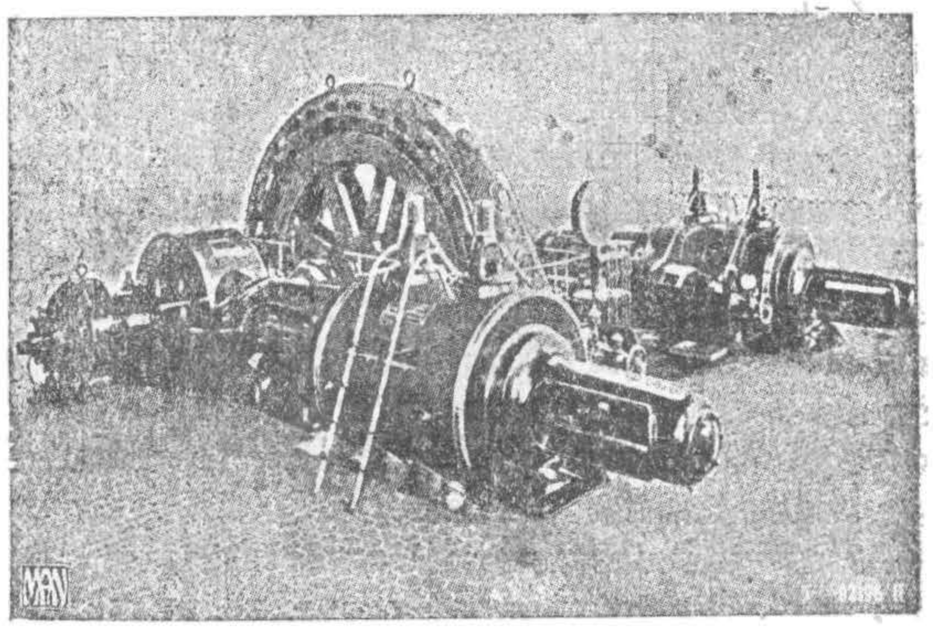
У сприятливих умовах сумарний сучинник видатности машини та паронагрівної устави може досягти дуже великих вартостей. Шнайдер наводить для машини з протитиском у 5 ата такі сучинники тепловикористання:

у машині	$9 \div 6^1/_2\,\%$
у нагрівних приладах	$77 \div 79^1/_2\,\%$
Разом	86 %

Конструктивна злагода машини з протитиском не відрізняється від машин, що працюють на атмосферу. Найчастіше їх будують одноциліндровими або подвоєними. Машину останнього типу з двома циліндрами, що працюють на спільний вал, показано



Фіг. 345. Відносний с. в. машин з протитиском.

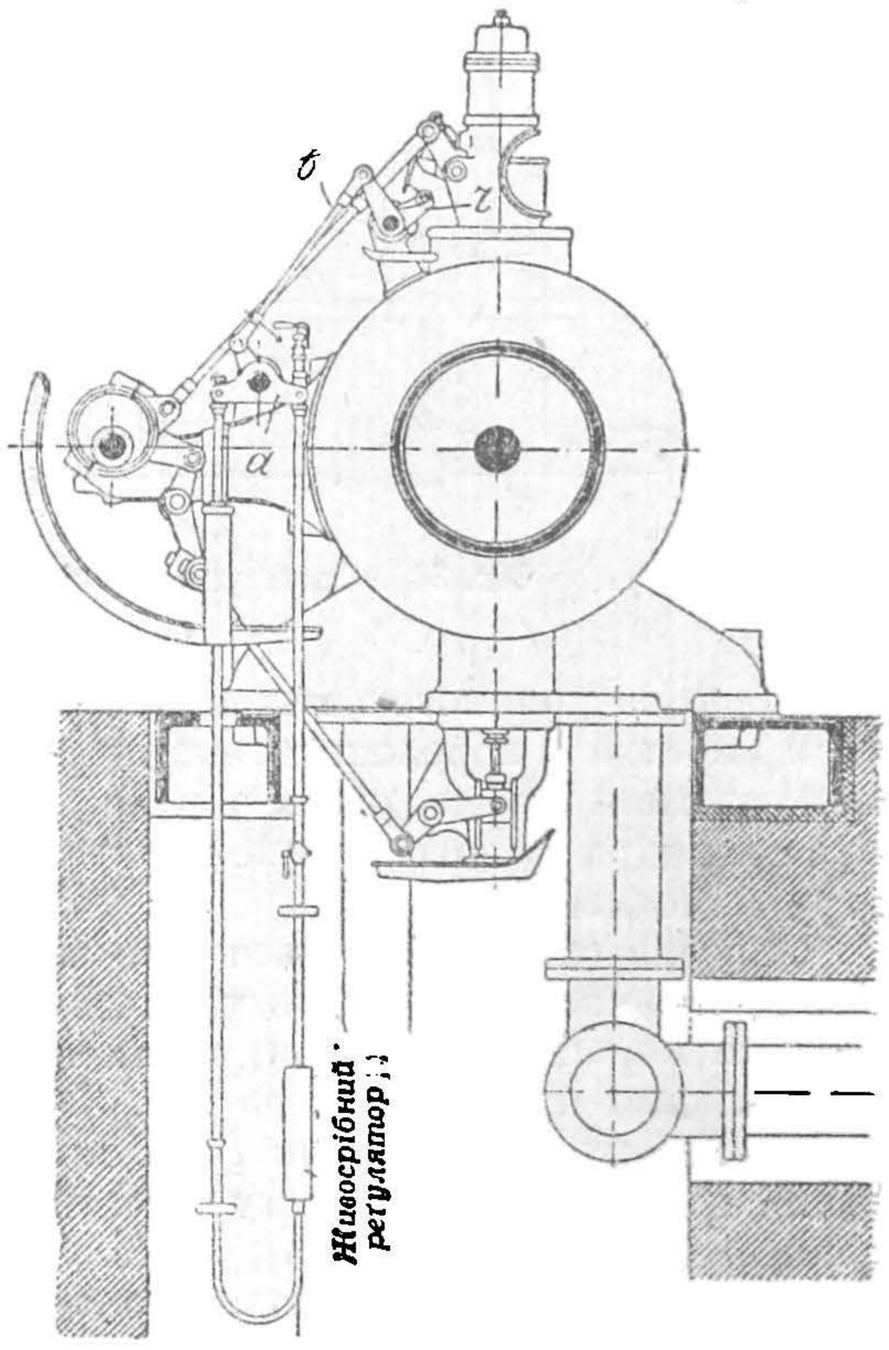


Фіг. 346. Машина з протитиском фірми MAN.

на фіг 346. (Машина фірми MAN з лентцівським пароросподілом на 1900 мех. кін. сил).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

У тих випадках, коли обтяження машини повинно встановляти залежно від витрати пари в мережі, вживають спеціяльного регуляційного механізму, приклад конструкції якого виображений на фіг. 347 (Саксонської машинобудівельної виробні кол. Гартмана). На регуляційний валок надягнена траверза *a*, до країв якої почеплена *u* — подібна трубка з живим сріблом. Правий край трубки сполучається з паронагрівною мережею. Якщо витрата пари збільшується, тиск у мережі зменшується, живе срібло підіймається в правому коліні і, переважуючи, примушує спуститися праве рамено траверзи. При цьому повертається регуляційний валок, зв'язаний тягелем *b* з важільком *r* розчіпного кольманівського механізму (див. § 70). Повертанням важілька *r* збільшують міру наповнення. Коли зменшується витрата пари, то зменшується міра наповнення. Машина має й відосередковий регулятор, що не допускає розгону машини під час збільшуваної витрати пари. але при малому обтяженні цілої станції.



Фіг. 347. Регулятор тиску Саксонської машинобудівельної виробні.

Описана найпростіша система регулятора тиску придатна лише для машин з розчіпним розподілом; а для примусових механізмів доводиться ставити складніші системи, що мають більшу переставну силу. Деякі з цих систем, що вживаються також і для машин з проміжним відбором пари, описано в дальшому параграфі. А тут ми розглянемо одну з найновіших систем регулювання машин з протитиском зульцерівської системи[1].

Загальний вигляд устави цієї машини подано на фіг 348. Пара з паровиків йде в циліндер *b* машини трубою *a*. Спрацьовану пару трубою *c* напрямляють до нагрівних приладів. Залежно від витрати пари в цих останніх тиск у трубі *c* змінюється. За допомогою спеціяльного приладу *d*, що перебуває під тиском спрацьованої пари, переставляється пристрій *e* для зміни числа обертів плоского регулятора *f*, що спричиняє зміну міри наповнення. Прилади *d* та *e* можуть бути роз'єднані й тоді машиною керують за допомогою плоского регулятора залежно від обтяження.

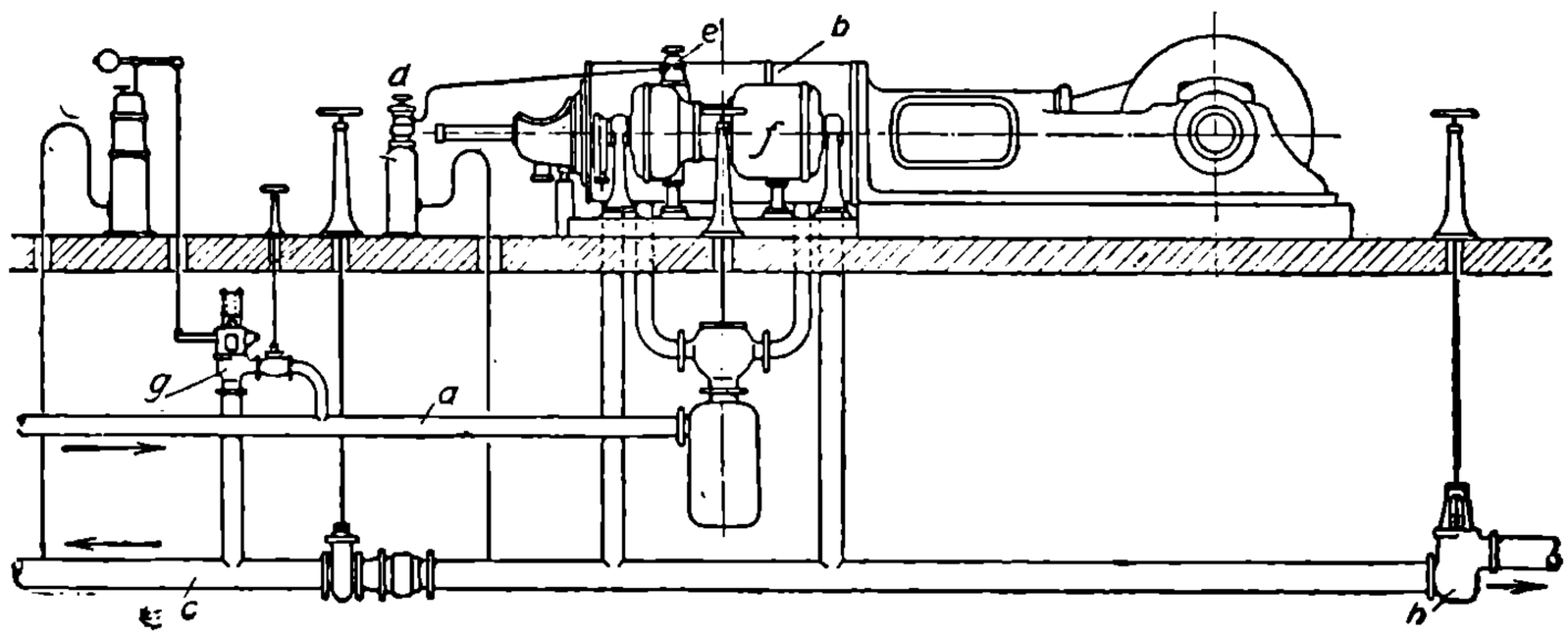
Якщо виробництво потребує пари більше, ніж може пропустити машина, відкривається (автоматично й рукопаш) вентиль *g* і він додає редуковану гостру пару в нагрівну мережу. У противному разі відкривається забезпечний хлипак *h*, який можна відкривати й руками, коли переходять на роботу в атмосферу.

На фіг. 349 показано перекрій по розподільчому валку машини. Ексцентрики *a*, що керують впускними хлипаками, надягнено вільно на ексцентрикові втулки *b*, і вони можуть повертатися на останніх, коли чинить регулятор *c*. Між регулятором та ексцентриком увімкнутий циліндер *d*, заповнений мастилом за допомогою якого змінюється число обертів. Цей циліндер двома перегородками *e* (див. фіг. 349 внизу) та крилчастим толоком *f*, заплішеним на розподільчому валку, поділений на 4 частини; кожна пара останніх (що лежать одна

[1] Див. Z. d. V. d. J. 1926 р., стор. 705.

НБ УДУНТ (ДІТ)

проти одної) злучена між собою каналами *g* та *h*. Канал *g* злучений з простором під обертовим перепускним хлипаком *i*; канал *h* трубкою *k* злучається з нерухомо закріпленим перепускним хлипаком *l*. Усі ці канали заповнюються мастилом, що подається смоком, який обслуговує мастіння вальниць, через просвердини *o*, *m* та *n*. Пружини хлипаків *i* та *l* за встановного режиму роботи натягнуто так, що тиск мастила в усіх частинах циліндра *d* однаковий, та останній править за мастильний катаракт для тягарів регулятора.



Фіг. 348. Схема устави вульцерівської машини з протитиском.

Якщо за допомогою маховичка *p* змінити натяг пружини *q*, то зміниться тиск мастила в порожнинах циліндра *d*, злучених з хлипаком *l* у той час, як тиск мастила в обох других порожнинах залишається незмінний. Через це корпус циліндра *d* повернеться круг своєї осі, поверне ексцентрик *a* і змінить міру наповнення.

Описана схема стосується того випадку, коли машину регулюють залежно від обтяження. А коли потужність машини повинна змінятися залежно від витрати спрацьованої пари, то тиск мастила під хлипаком *l* встановляється спеціяльним приладом (*d* на фіг. 348), вибраженим окремо на фіг. 350. При цьому перепускний хлипак *l* має конструкцію наведену на фіг. 351. Трихідовий ґрант установляє регулювання машини залежно від обтяження її (при нарисованому стані ґранта), або залежно від тиску спрацьованої пари (ґрант повертається на 90° у напрямі проти годинникової стрілки).

Прилад, вибражений на фіг 350, працює в такий спосіб.

Тиск спрацьованої пари передається в бальон *s*, внизу якого міститься вода, вгорі — мастило. Останнє тисне на маленький толок *t*, притискаючи його до сувака *u*, обтяженого регульованою пружиною. Кільцевий простір *v* злучається трубкою з корпусом ґранта *r* (фіг. 351), а через нього з циліндром *d* на фіг. 349. Мастило, що перебуває під тиском, отвором *m* (фіг. 349) напрямляється в порожнину *v* (фіг. 350). Відціля воно просисається між отворами в суваку *u* та окрайкою корпусу прилада й стікає назовні. Тиск мастила в порожнині *v* встановляється завжди так, щоб була рівновага наданих толокові *t* сил: знизу — тиск пари, згори — сили пружини та тиск мастила на кільцеву площу сувака *u*. Якщо, наприклад, тиск пари збільшується, то сувак *u* підіймається вгору, вихід мастила з порожнини *v* утрудняється, і тиск мастила збільшується. Від цього повертається сервомотор *d* (фіг. 349) і зменшує міру наповнення машини.

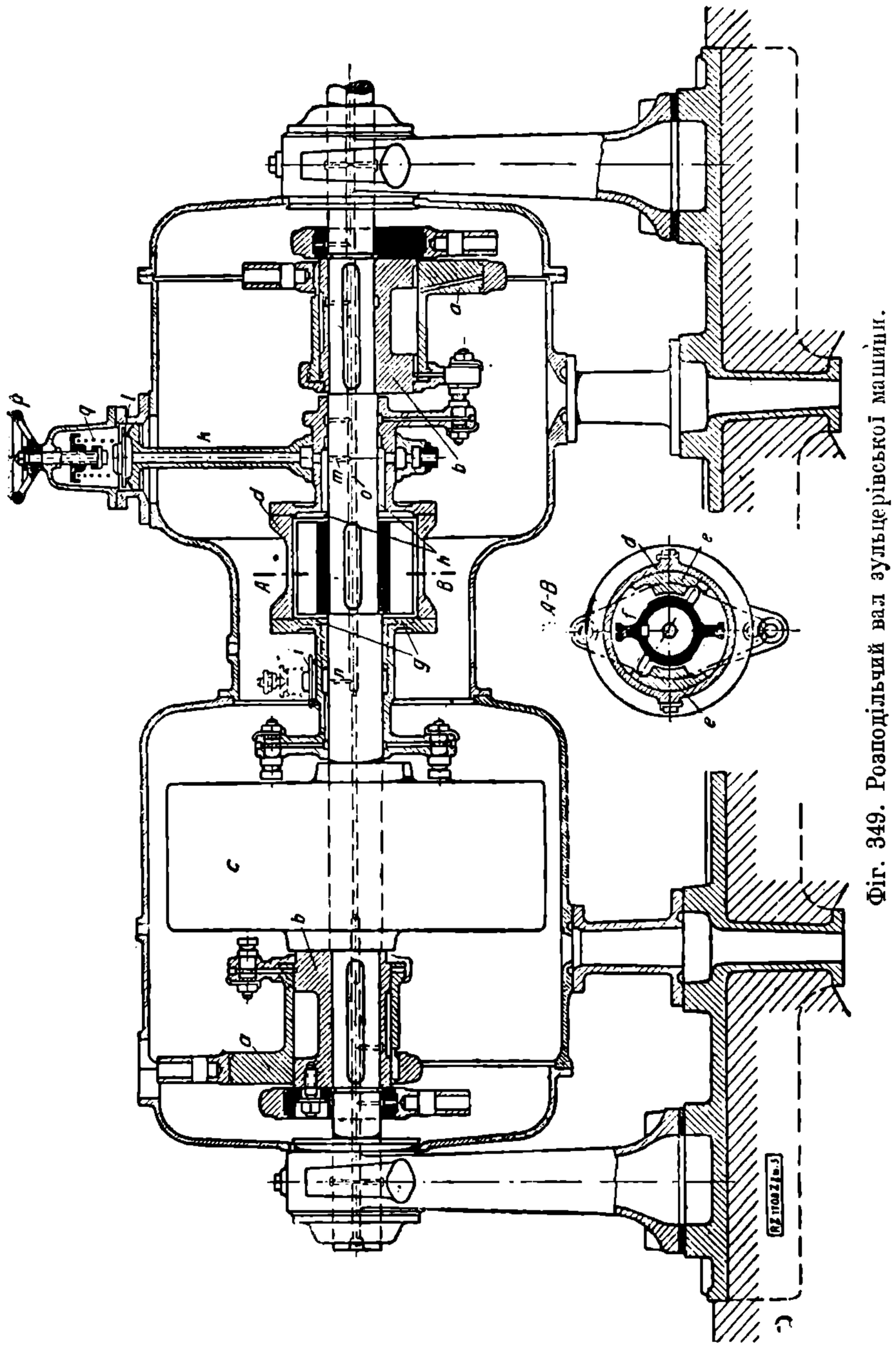
Чутливість регулювання підвищують тим, що тиск мастила безперервно пульсує під чином спеціяльного «штовхача», увімкнутого в трубопровід між ґрантом *r* та порожниною *v*.

Вентиль *g* (фіг. 348) для додаткового впуску пари вибражений окремо на фіг. 352. Він відкривається за допомогою сервомотора, вибраженого на фіг. 353 (див. також фіг. 348). Спрацьована пара, яка підводиться трубкою *a*

НБ УДУНТ (ДІТ)

через мастило, що є в резервуарі, тисне на толок *b*; останній упирається в сувак *c*, обтяжений пружиною. Трубкою *d* та вузьким отвором у затичці *e* мастильний смок подає мастило в верхню кільцеву порожнину *f*; остання широким каналом (на рисунку не показаним) злучається з простором під толоком *g* сервомотора.

Залежно від положення по вишині сувака *c* (що встановляється тиском



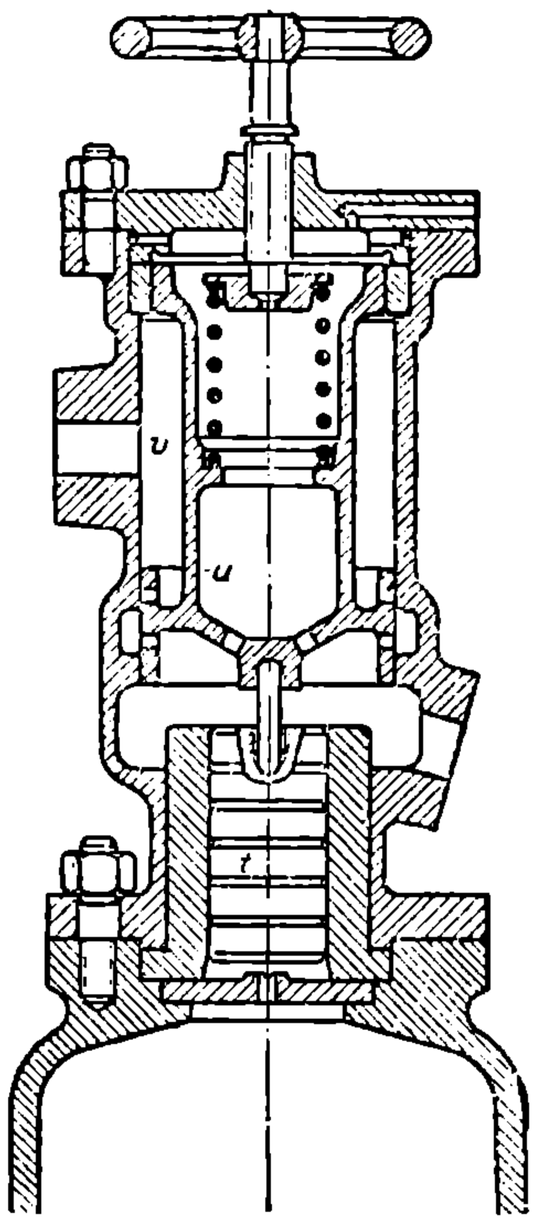
Фіг. 349. Розподільчий вал зульцерівської машини.

спрацьованої пари), нижній окрайок порожнини *f* в більшій або меншій мірі перекриває отвори в суваку *c*, яким мастило може стікати в середину сувака. Відповідно до цього толок *g* підіймається (відкривається хлипак для додаткового впуску пари), коли сувак *c* перебуває в нижньому положенні, що спричиняється зниженням тиску спрацьованої пари. У протилежному випадку сувак *c* підіймається, спускається толок *g* і закриває додатковий хлипак.

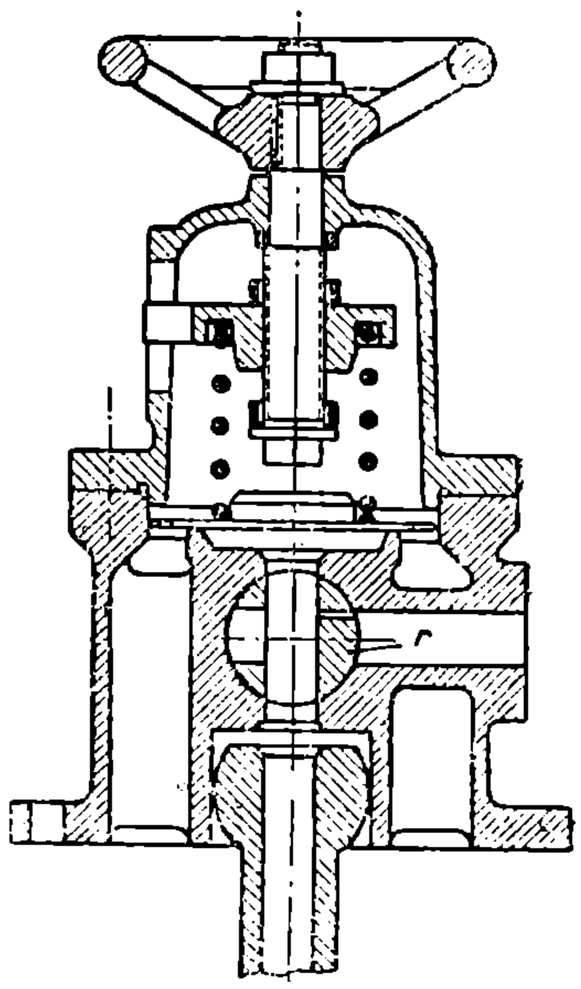
НБ УДУНТ (ДІТ)

Натяг пружини над суваком *c* можна змінять рукопаш, встановляючи тим потрібний тиск спрацьованої пари.

Простір *h* під суваком сполучається з простором *i* за допомогою хлипака, не показаного на рисунку. Із кільцевого простору і мастило стікає в порожнину під покришкою приладу вузьким отвором, що регулюється ґвинтом *k*. Ці злуки є «вертальний» пристрій сервомотора, бо за допомогою їх, під час переміщення толока *g* сувак вертається в своє початкове положення.



Фіг. 350. Регулятор тиску.



Фіг. 351. Триходовий ґрант.

Приладом, виображеним на фіг. 353, можна й безпосередньо переставляти пароподільчий механізм, так само, як це робить звичайний конічний регулятор.

Машини з регуляторами тиску звичайно працюють рівнобіжно з конденсаційними машинами (іноді навіть на спільний вал). Коли зменшується витрата пари в мережі, потужність перших машин зменшується; якщо обтяження електровні при цьому не змінилося, то збільшується потужність конденсаційних машин, якими керують за допомогою відосередкових регуляторів. Коли збільшується витрата пари в мережі, потужність перших машин збільшується, других зменшується. Коливання обтяження сприймають тільки конденсаційні машини; проте, коли обтяження зменшується далі за певний мінімум, який можна покрити лише машинами з протитиском, — починає чинити відосередковий регулятор, що є при них і що встановляє потужність залежно від обтяження. При цьому в нагрівну мережу автоматично додається гостра пара, дросельована до належного тиску. Такий редукційний хлипак, так само як і зворотний хлипак на випускному паропроводі, що не дає парі попасти назад у машину, є конче потрібна приналежність устави з використанням спрацьованої пари.

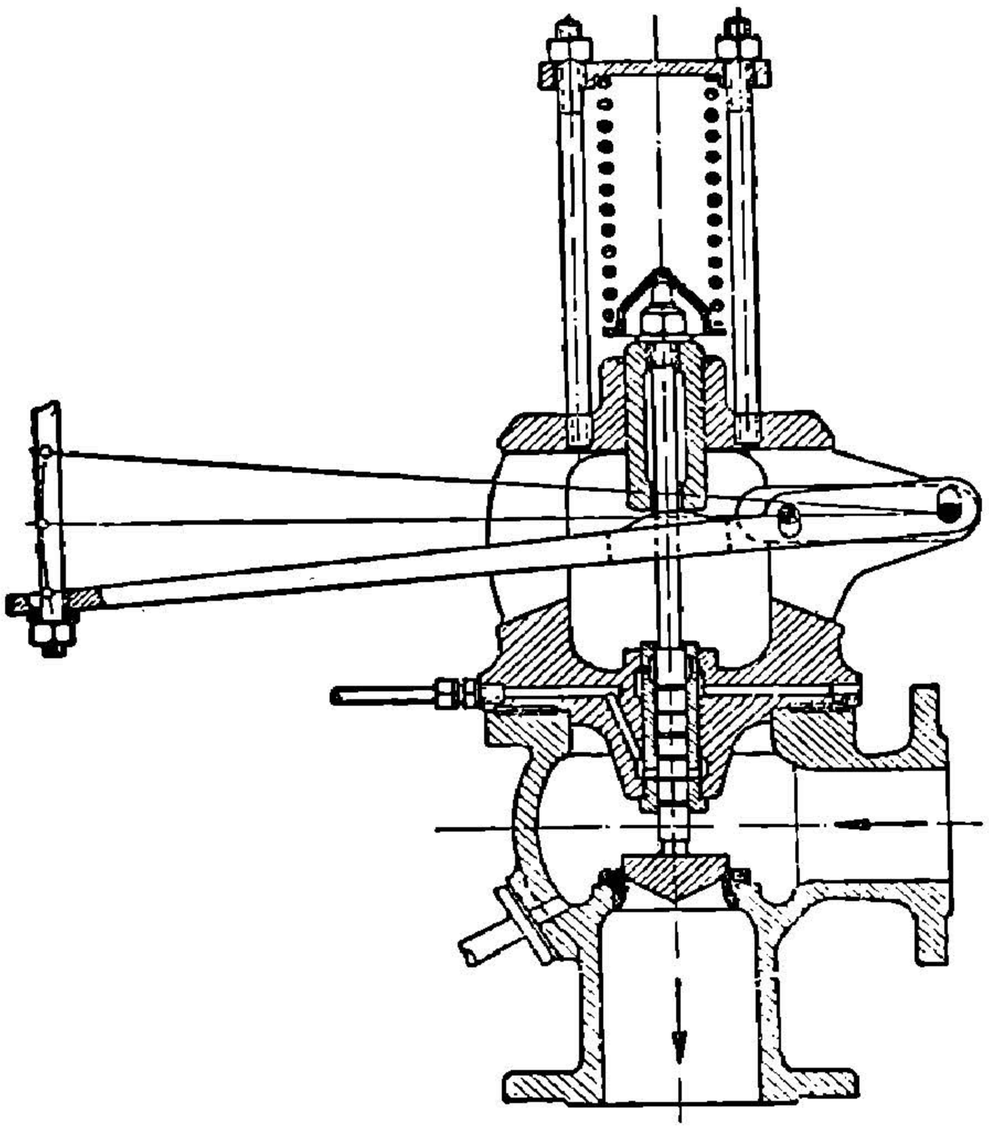
Коли можна погодити обтяження машини та витрату пари на виробництво за одним із вищеописаних способів, іноді доводиться пристати, що машина випускає частину спрацьованої пари в атмосферу, а в нагрівну мережу іноді додається редукована пара з паровиків. Економічність таких устав як порівняти їх з уставами без використання спрацьованої пари, безумовно треба в кожному окремому випадку старанно перевіряти.

НБ УДУНТ (ДІТ)

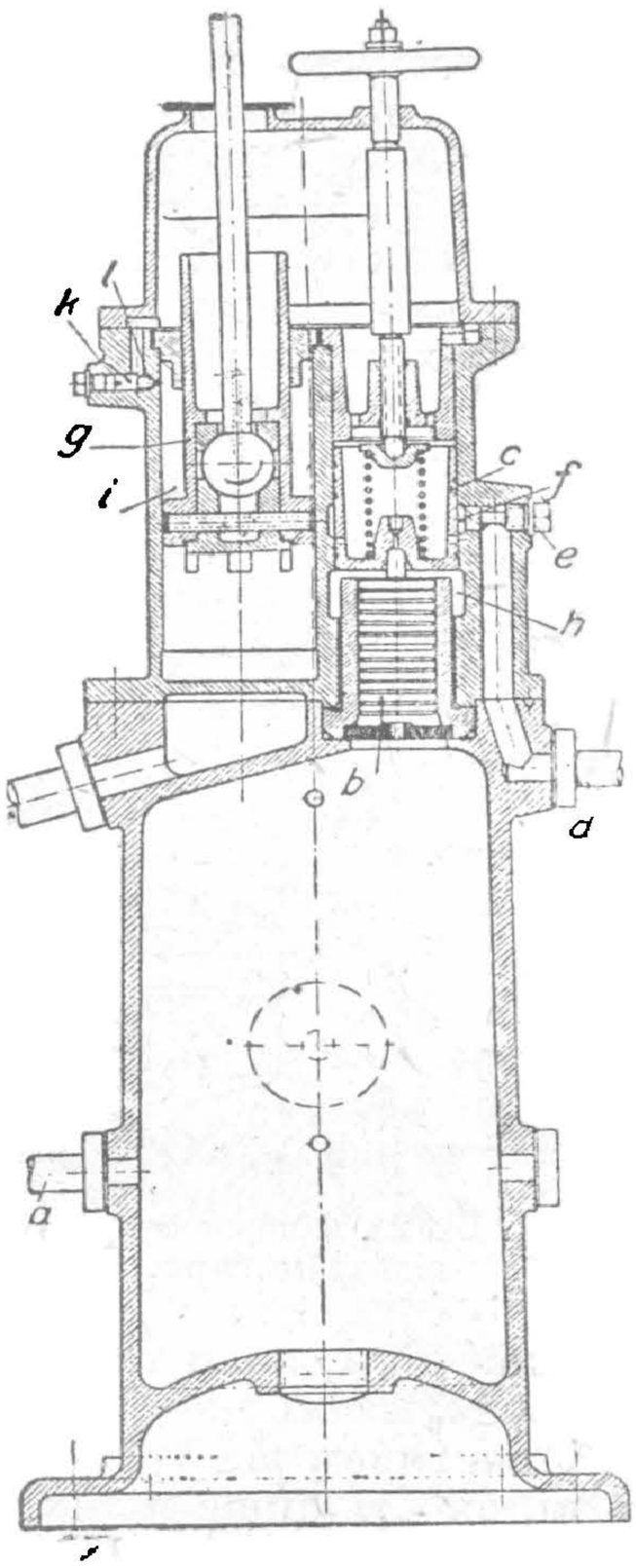
Якщо машина працює періодично, то в протитиском, то на конденсацію, пароросподільчий механізм її повинен бути спроєктованим так, щоб величини міри наповнення та міри стиску можна було змінять незалежно одну від одної. Самостійний випускний ексцентрик при цьому повинен мати пристрій для переставляння (з тим, щоб зміняти тривалість стиску).

§ 118. Машини з проміжним відбором пари

Найрозповсюдженіший тип машини з проміжним відбором пе двоцилін-



Фіг. 352. Хлипак для додаткового впуску пари в нагрівну мережу.



Фіг. 353. Сервомотор зульцерівської системи.

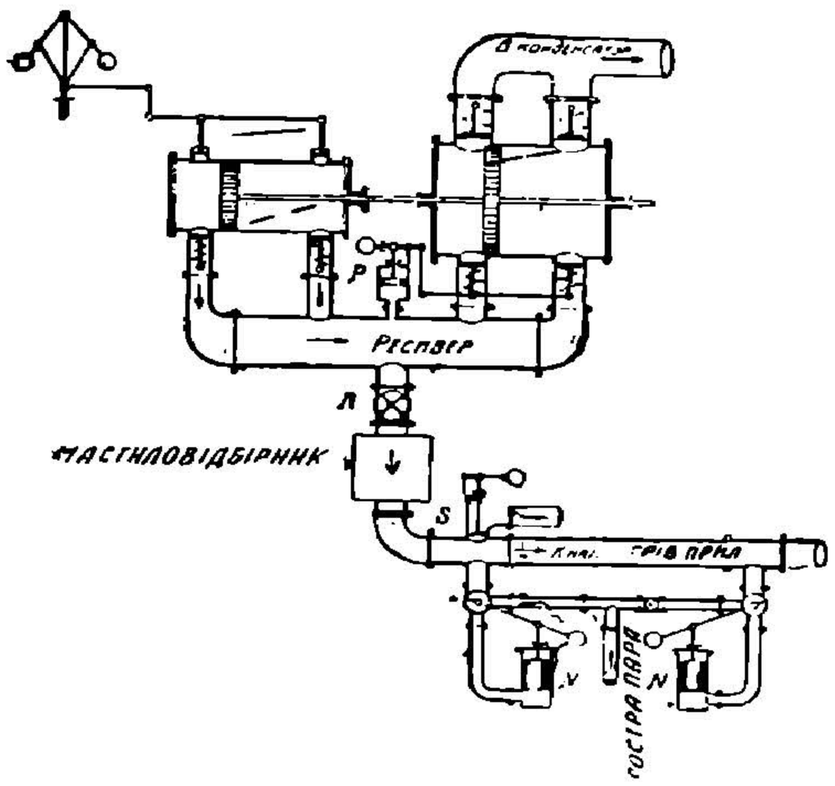
дрова машина подвійного розширення. Тиск у ресивері встановляється залежно від вимог виробництва, і під час переходу з циліндра високого тиску у великий циліндер частину пари відбирають у нагрівну мережу Кількість відбираної пари регулюється приладами (регуляторами тиску), аналогічними описаному в попередньому параграфі. Цей регулятор, впливаючи на пароросподіл ц. н. т., збільшує міру наповнення, коли зменшується витрата пари в нагрівній мережі, і знижує міру наповнення, коли збільшується витрата пари. Проте, потужність машини при цьому не змінюється, бо відосередковий регулятор, що керує пароросподілом ц. н. т., збільшує міру наповнення останнього під час збільшення відбору з ресивера, і зменшує її, під час зменшення витрати пари в мережі відбору. Залежно від кількости відбираної пари, потужності окремих циліндрів під час повного обтяження машини коливаються в межах: ц. в. т. приблизно від 50 % повної потужности машини до 100 %, ц. н. т. майже від 0 % до 50 %.

При таких коливаннях у розподілі обтяження між циліндрами, єдиним підхожим типом машини є тандем-машина з циліндрами, що працюють на спільну корбу.

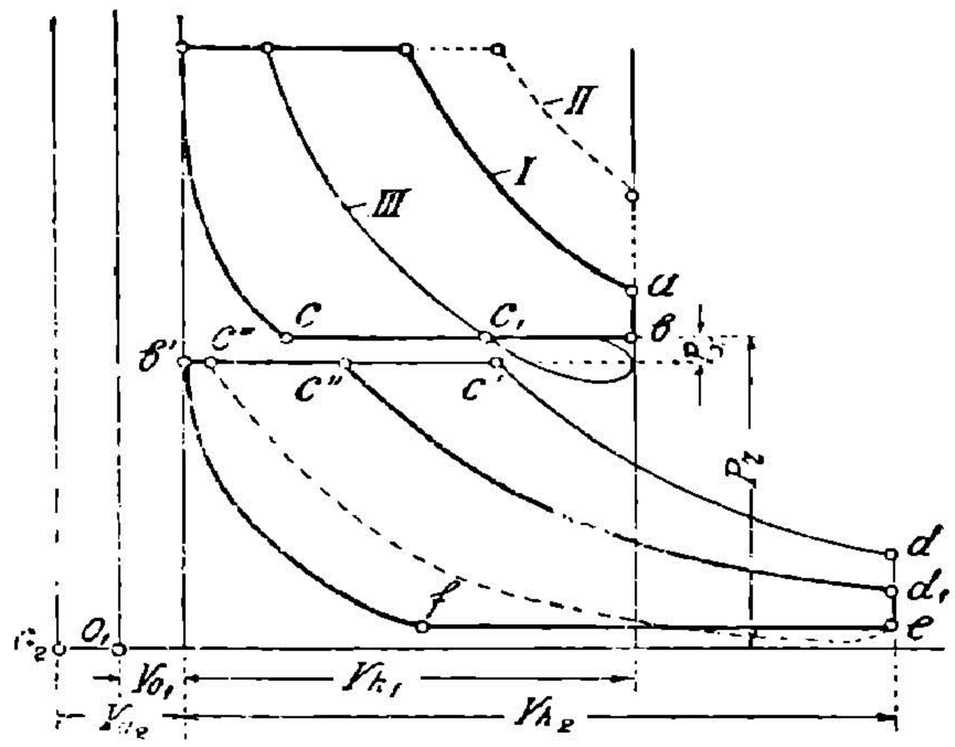
НБ УДУНТ (ДІТ)

На фіг 354 подано загальну схему устави такої машини. Впускні хлипаки ц. в. т. напрямляє відосередковий регулятор, ц. н. т.—регулятор тиску P. Відповідно до встановленої останнім міри наповнення ц. н. т., частина пари запорним вентилем R напрямляється в огрівну мережу. По дорозі пара проходить через масловідбірник. Звичайно тут же встановляється не показаний на схемі зворотний хлипак, що заважає парі пройти назад у машину. На трубопроводі м'ятої пари встановляється забезпечний хлипак S на випадок різкого підвищення тиску, через раптове вимкнення низки нагрівних приладів. Крім того до мережі примкнуто магістралю гострої пари, яка дроселюється редукційними хлипаками N.

За допомогою лівого хлипака автоматично подають гостру пару в мережу в тих випадках, коли тимчасово пари з машини не вистачить: хлипак N відкри-



Фіг. 354. Схема машини з проміжним відбором пари.



Фіг. 355. Індикаторні діяграми машини з проміжним відбором пари.

вається лише тоді, коли тиск у мережі зменшиться нижче за ту межу за якою відбувається максимальний відбір з машини. Правий хлипак N відокремлений запорним вентилем від трубопровода гострої пари, подає пару в мережу в потрібній кількості лише в тих випадках, коли машина не працює або працює без проміжного відбору. При цьому огрівна мережа живиться гострою дросельованою парою.

Побудова індикаторних діяграм машини з проміжним відбором пари показана на фіг. 355. Через те що під час відбору ресивер злучений із огрівною мережею, об'єм ресивера можна вважати за безконечно великий, що дуже спрощує побудову.

Тиск упускання, випускання та в ресивері (себто тиск в нагрівних приладах) вважаємо за задані. Діяграму ц. в. т. I будуємо за загальними правилами, але тиск наприкінці розширення (точка a) вибираємо для нормального режиму роботи машини трохи вищий від тиску p_r з міркувань, що про них буде сказано нижче. Під час злуки з ресивером, тиск установляється p_r, через те, що об'єм ресивера ми вважаємо за безконечно великий. Тривалість стиску обумовлюється його кінцевим тиском, що повинен бути атмосфер на 2 нижчий від тиску впускання. Криві розширення та стиску будують із полюса O_1, обраховуючи шкідний простір V_{o1} ц. в. т. У ресивер випускається під час кожного перебігу толока об'єм пари, який виміряється відтинком bc (як знехтувати випереджанням випуску та різницею тисків у точках a та b). Якщо проміжного відбору немає, то ввесь цей об'єм іде в великий циліндер, що міру його наповнення виображається відтинком $b'c' \cong bc$ *. Тиск випуску

* $b'c'$ точно дорівнює bc, якщо точка a та b зливаються; випереджання випуску немає і тиски в точках b та b' однакові.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

в ц. н. т. лежить трохи нижче за тиск p_r через спад тиску під час переходу з одного циліндра в другий. Величина p_x становить близько 0,25 атм. Для виборчого відношення об'ємів $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$ (див. нижче) діяграма великого циліндра під час роботи без відбору має вигляд $b'c'def$. Криві розширення та стиску на цій діяграмі будують із полюса O_2, при чому V_{o2} означає об'єм шкідного простору великого циліндра.

Через те, що машину проєктують для певної нормальної величини відбору, то на лінії $b'c'$ вибирають точку c'', що характеризує величину відбору: відтинок $c'c''$ виміряє об'єм пари, відведеної з ресивера, $c''b'$ — об'єм, що залишається для роботи в великому циліндрі. Відношення $\frac{c'c'}{c'b'}$ зветься мірою проміжного відбору (для випадку, виображеного на фіг. 355 близько 50%). Міркуючи теоретично, міру відбирання можна довести до 100%, при чому потужність циліндра низького тиску зводиться до нуля, а малий циліндер працює як одноциліндрова машина з протитиском. Проте, цього не допускають, бо в циліндрі, що працює насухо, від тертя вив'язується багато тепла, яке треба відвести. Тому, мінімальна міра наповнення $b'c'''$ великого циліндра повинна вимірятися принаймні $2 \div 3\%$ (від робочого об'єму V_{h2}). Таким чином, максимальну величину відбору подають відтинком $c'c'''$ На фіг. 355 нормальну діяграму великого циліндра вирисувано грубими лініями, мінімальну — крапчаком, максимальну — тонкими суцільними лініями.

Якщо машина працює з певною величиною відбору проміжної пари, то під час коливань обтяження машини відосередковий регулятор переставляє пароподіл ц. в. т., змінюючи міру його наповнення. Коли збільшується обтяження, то діяграма малого циліндра набуде вигляду, нарисованого крапчаком (II), коли зменшується обтяження — тонкими суцільними лініями (III). Легко бачити, що під час малих обтяжень можуть утворитися петлі в д'ємної роботи наприкінці розширення, бо тут буває тиск нижчий ніж у ресивері Тому, коли малий циліндер сполучається з ресивером, відбувається не випуск пари з циліндра, а засмоктування пари з ресивера (огрівної мережі) у циліндер; лише після того, як тиск у ц. в. т. досягне величини p_r, почнеться виштовхування пари в ресивер. У цьому разі за об'єм пари, що входить до ресивера, слід вважати об'єм c_1c, значно менший від об'єму bc.

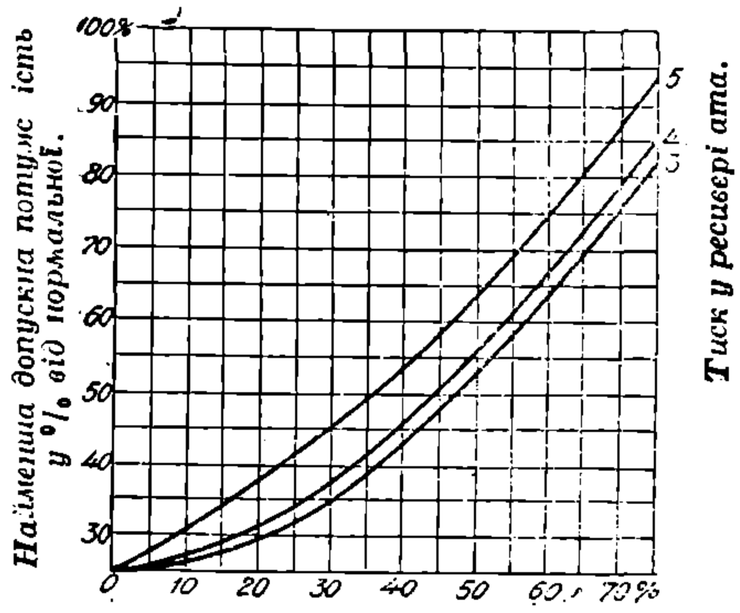
Якщо для нормального обтяження машини не зроблено перепаду тиску між точками a та b, або його взято недостатнім, то при малих обтяженнях машини петля від'ємної роботи може бути така значна, що площа діяграми ц. в. т. стане нулем. Роля малого циліндра сходить до ролі редукційного хлипака, що не провадячи корисної роботи, знижує тиск пари. Проте, сучинник видатности циліндра машини в цій ролі значно нижчий за с. в. редукційного хлипака; тому, роботу машини в описаних умовах слід вважати за цілком нераціональну, і, під час проєктування індикаторної діяграми, конче потрібно вжити засобів, щоб уникнути петель наприкінці розширення хоч би при холових обтяженнях машини.

При великих вартостях міри проміжного відбору та великого об'єму ц. н. т. легко можуть утворитися петлі від'ємної роботи й у великому циліндрі — також наприкінці розширення. Щоб цього уникнути, доводиться обмежувати об'єм ц. н. т. і робити його меншим, ніж у нормальних машинах подвійного розширення (без проміжного відбору).

Відношення $\frac{V_{n2}}{V_{n1}}$ треба зменшувати ще й з таких міркувань. Щоб можна було здійснити максимальну міру відбору (у % до витрати пари машиною під час повного обтяження) потрібно, щоб ц. в. т., перепускаючи велику кількість пари, розвивав значну потужність. Для кожної машини можна встановити ту мінімальну потужність її, при якій допускається ще максимальний

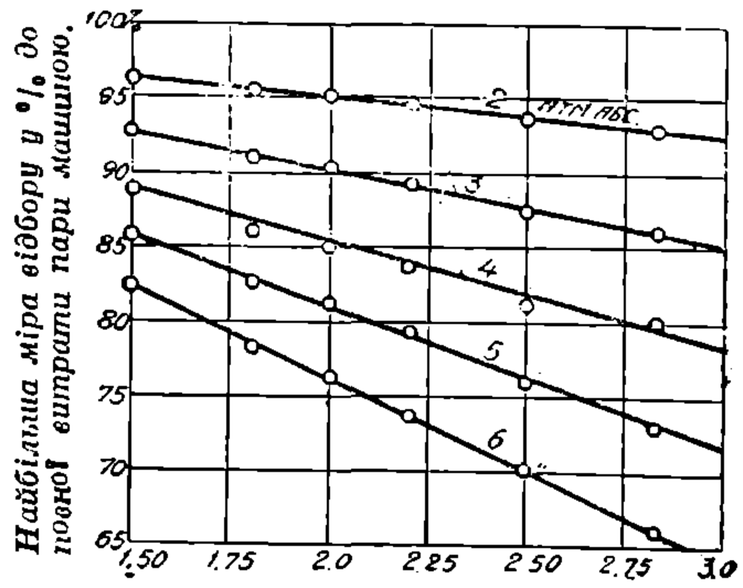
НБ УДУНТ (ДІТ)

відбір пари. На фіг. 356 поданий графік[1], що відзначає цю залежність для різних тисків у ресивері. Наприклад, під час тиску $p_r = 5$ ата та відбору 70% пари, яку витрачає машина під час нормального обтяження, потужність машини повинна бути не менша за 87% від нормальної. Що менше відношення $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, то більше можна знизити потужність машини при незмінній мірі відбору.



Міра відбору у % до витрати пари машиною при нормальному обтяженні.

Фіг. 356. Залежність між потужністю машини й мірою відбору



Відношення об'ємів циліндрів н. т., в. т.

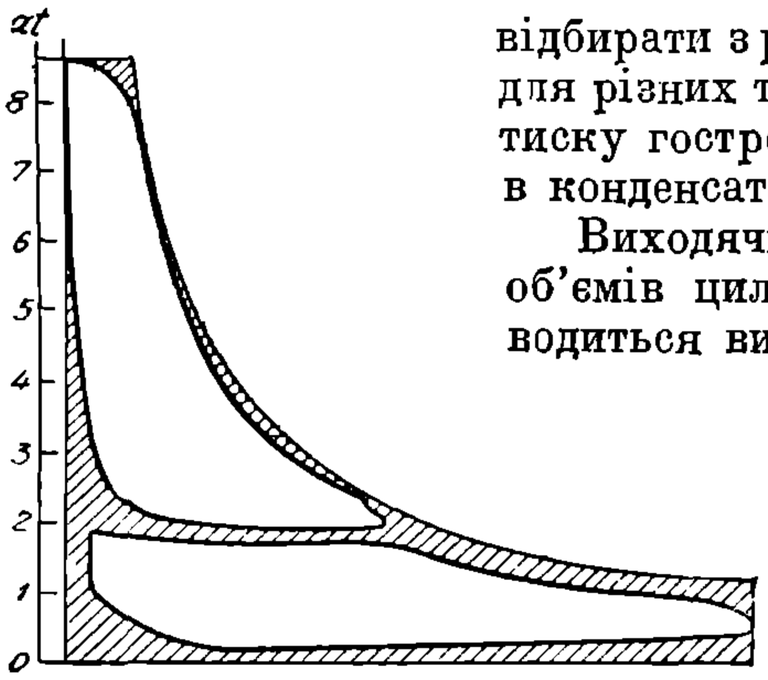
Фіг. 357. Залежність між мірою відбору та відношенням об'ємів циліндрів.

Нарешті, од відношення об'ємів циліндрів залежить найбільша міра проміжного відбору. Що менше відношення $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, то більшу кількість пари може відбирати з ресивера. Цю залежність подано на фіг. 357* для різних тисків проміжної пари. Графік складено для тиску гострої пари в $p_1 = 13$ ата при $t_1 = 300°$ С та тиску в конденсаторі в $p_2 = 0{,}2$ ата.

Виходячи з вищесказаних міркувань, відношення об'ємів циліндрів машини з проміжним відбором доводиться вибирати здебільшого в межах

$$\frac{V_{h2}}{V_{h1}} = 1 \div 2,$$

з максимальною вартістю (при малій мірі відбору) близько 3.



Фіг. 358. Ренкінізовані діяграми машини з проміжним відбором пари: а) робота без відбору.

Типові ренкінізовані діяграми машини з проміжним відбором пари подано на фіг. 358 та 359. Обидві діяграми дійсно зняті з машини однаково обтяженої: перша — без відбору пари, друга — при найбільшій мірі відбору.

Зв'язок сучинників видатності з витратою пари машиною встановляється нижчеподаними очевидними рівняннями:

$$632\ N_i = \eta_{i1}\ (i_1 - i_r)\ G + h_{o2}\ (i_r - i_2)\ (G - E) \qquad (91)$$

$$632\ N_e = \eta_m \eta_i\ [G\ (i_1 - i_r) + (G - E)\ (i_r - i_2)] \qquad (92)$$

$$632\ N_e = \eta_m \eta_i\ [G\ (i_1 - i_2) - E\ (i_r - i_2)] \qquad (93)$$

η_{i1} та η_{i2} — відносний с. в. циліндрів високого та низького тисків;
i_1, i_r та i_2 — тепловміст пари при впускові в машину, в ресивері та при випускові в ц. н. т.;

[1] Запозичено з вищецитованої книги Шнайдера.
* Запозичено там таки.

НБ УДУНТ (ДІТ)

G — повна витрата пари машиною в кг/год.;
E — кількість відбираної пари в кг/год.;
$\eta_в$ — відносний с. в. машини в цілому;
$\eta_м$ — механічний с. в. машини.

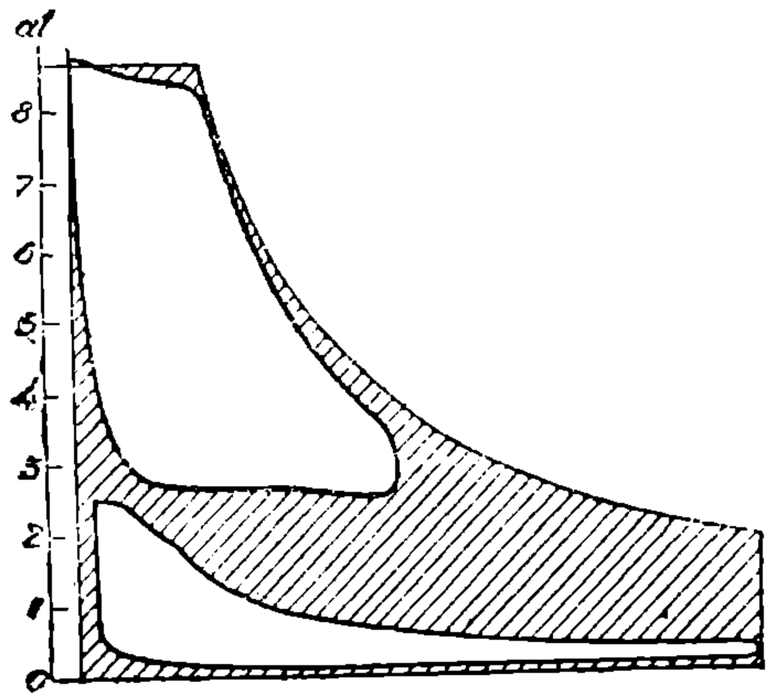
Вартості сучинників видатности за даними низки спроб наведено в нижчеподаній таблиці XIII.

ТАБЛИЦЯ XIII

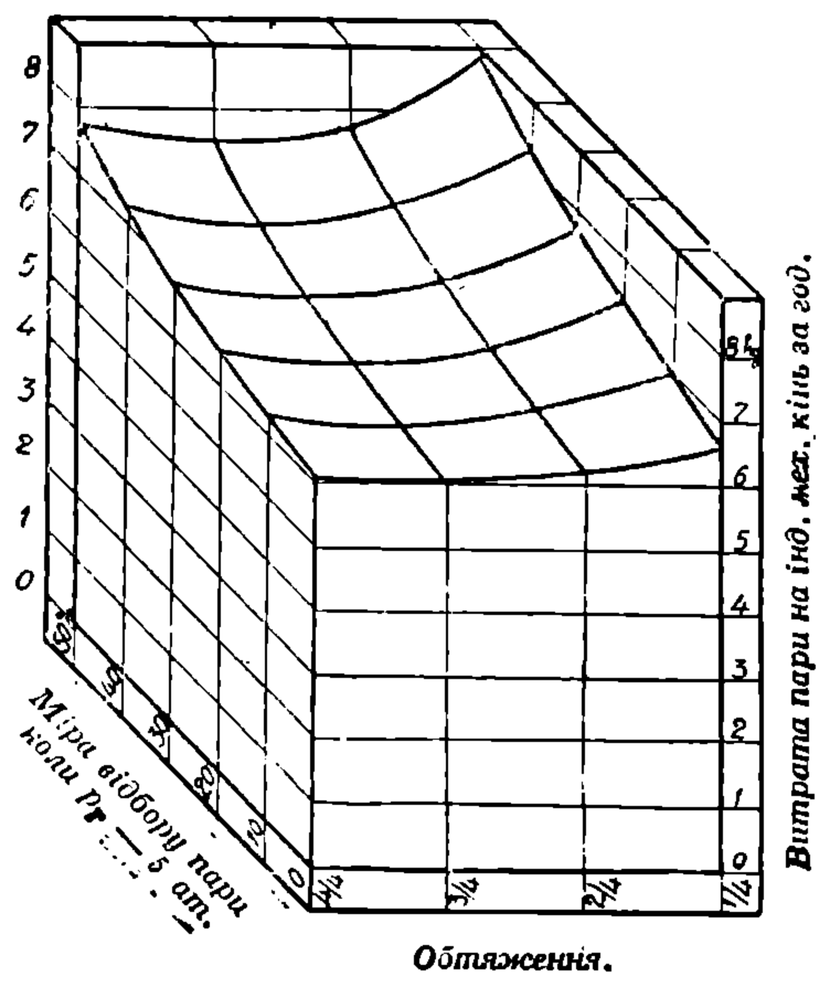
№	Нормальна потужність мех. коней	Тиск пари під час впуску p_1 ата	Температура пари під час впуску C°	Тиск у ресивері p_r ата	Відбір пари в % від витрати пари в машині без відбору	Відбір пари в % від підведеної до машини кількости пари	Збільшення витрати пари в % відносно машини без відбору.	Відносний сучинник видатности ц.в.т. η_{01} %	Відносний сучинник видатности ц.н.т. η_{02} %	Сучинник видатности машини в цілому, η_m $\eta_в$ %
1	600	9,9	250	2,5	68	47,5	43	79	65	63,1
2	400	11,6	260	1,82	115	75,5	52	76,5	70	63,4
3	120	10,0	240	1,36	—	62,5	—	79	71	59,0
4	450	13,9	304	2,29	59	48	22	77	71	68,2
5	200	12,4	247	2,1	—	9,2	—	70	65,5	56,0
6	200	11,5	225	2,3	69	56	24	78	61	62,5
7	200	11,6	233	2,4	66	54	19	78	62,5	61,0
8	270	13,2	266	3,6	—	50,5	—	88	57	65,0
9	300	9,0	нас.	2,1	81,5	55,2	46	67	57	57,0
10	300	8,8	206	2,3	99	64,7	52	74,5	61	60,0
11	300	9,0	207	2,1	63	47,4	33	69,5	60	58,5
12	1400	13,0	282	3,0	28,2	24,7	14	81,5	52	63,0
13	1400	13,4	275	3,0	123	77,2	61	81	55	69,0
14	1400	13,5	268	2,0	113	75,5	50	78,5	64	70,0

Відзначимо, що с. в. малого циліндра увесь час більший за с. в. великого циліндра, і що с. в. машини в цілому пересічно трохи вищий, ніж для машин без відбору пари.

Залежність витрати пари від міри відбору й обтяження з одного боку та тиску в ресивері—з другого боку подано на фіг. 360 та 361. Графіки склав



Фіг. 359. Ренкінізовані діяграми машини з проміжним відбором пари: б) робота з найбільшим відбором.



Фіг. 360. Витрата пари залежно від нагріву та від міри відбору.

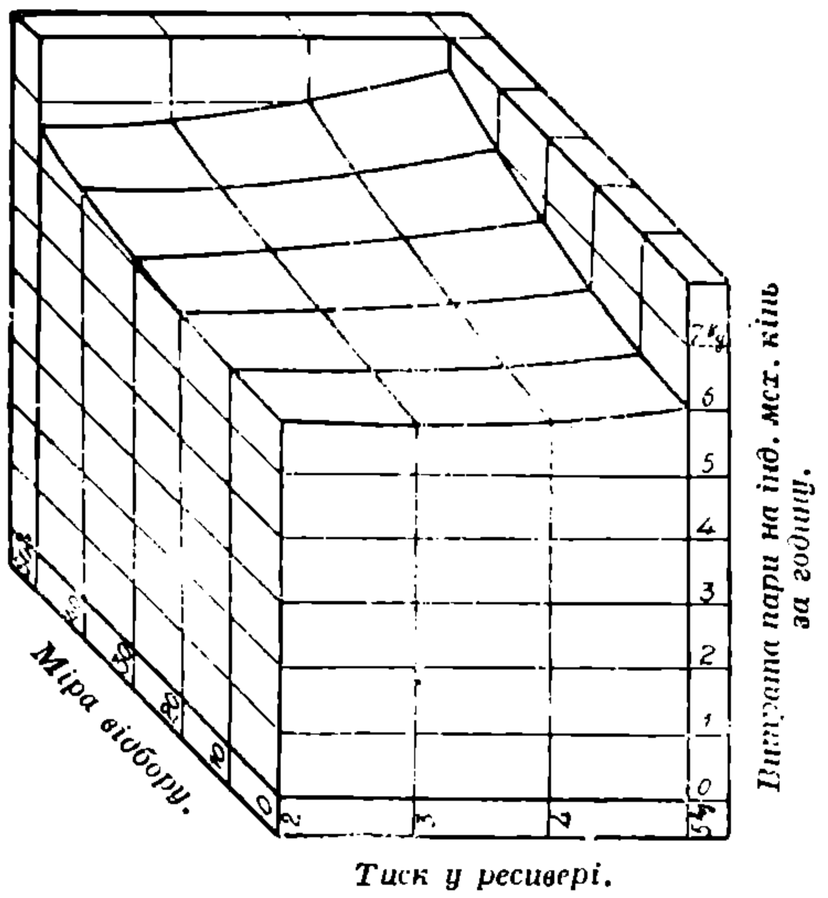
Шнайдер на підставі теоретичних підрахунків, взявши до уваги, проте, дійсні явища в машині. Витрата пари на одиницю потужности збільшується із змен-

НБ УДУНТ (ДІТ)

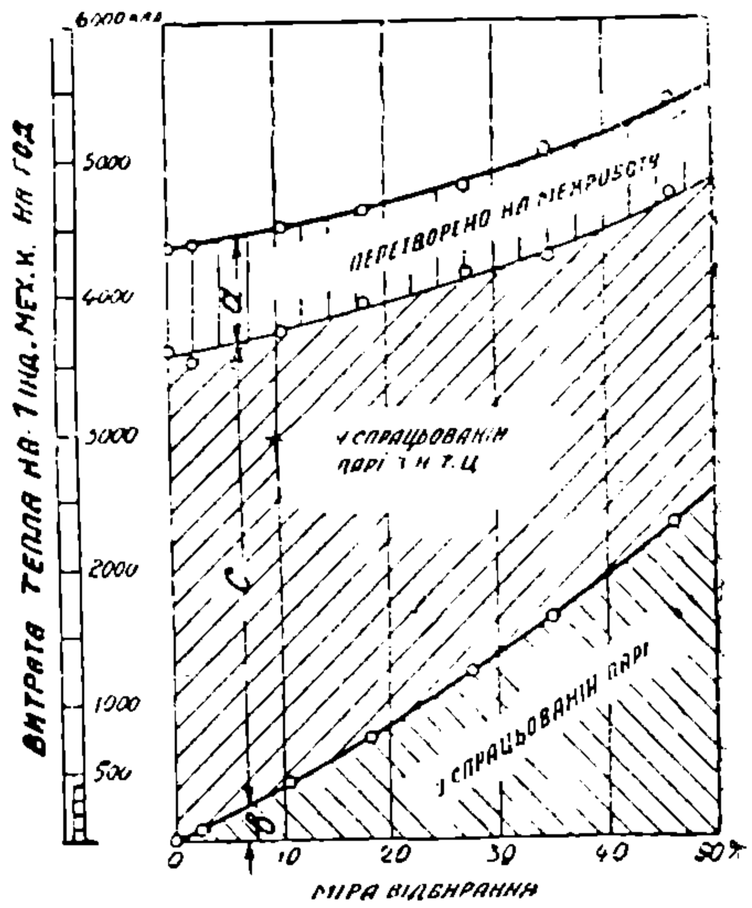
щенням обтяження; для цього підносять міру відбору й збільшують тиск у ресивері. Графіки розроблено для машини на 750 м. к. при $p_1 = 14{,}5$ ата, $t_1 = 300°$ С, $p_2 = 0{,}55$ ата.

Зразковий тепловий баланс машини з проміжним відбором пари (для тих самих даних, що й на попередніх фігурах) подано на фіг. 362. З діяграми видно, що загальний с. в. устави (відношення $\frac{a+b}{a+b+c}$ швидко збільшується із збільшенням міри відбору.

З вищесказаного ясно, що циліндер високого тиску машини з проміжним

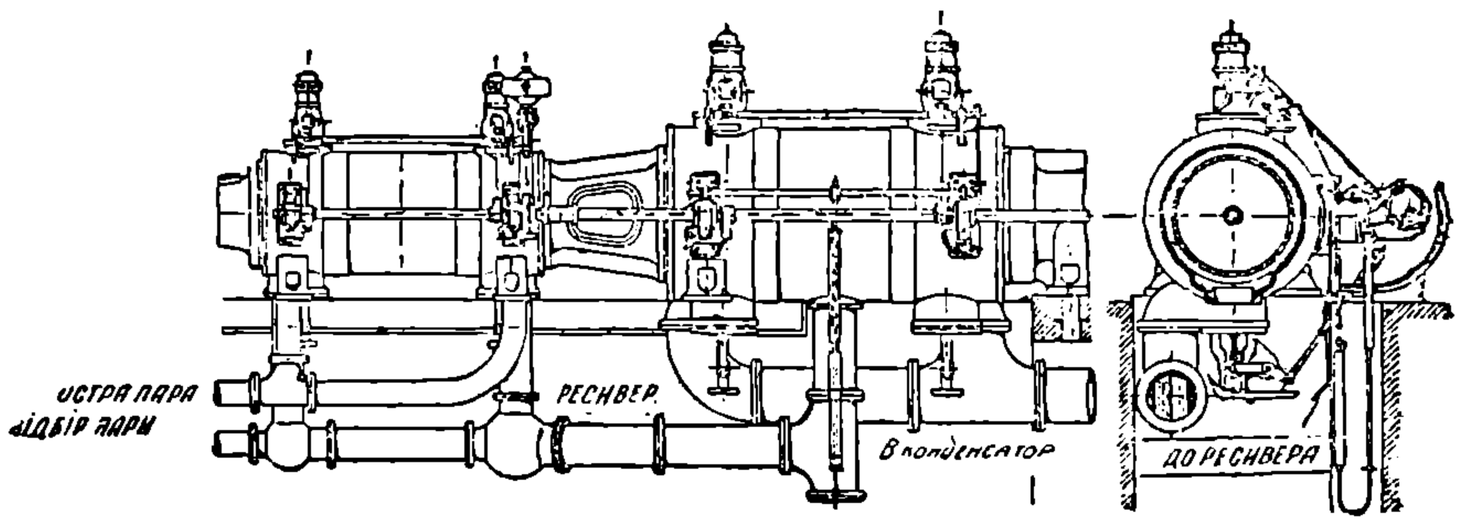


Фіг. 361. Витрата пари залежно від тиску в ресивері та міри відбору.



Фіг. 362*. Тепловий баланс машини з проміжним відбором пари.

відбором пари повинен керуватися за допомогою відосередкового регулятора, а ц. н. т. — регулятора тиску (зрідка застосовують протилежного роз-



Фіг. 363. Машина з проміжним відбором пари Саксонської машинобудівельної виробні кол. Гартмана: 1) гостра пара; 2) відбір пари; 3) ресивер; 4) у конденсатор; до ресивера

пологу регуляторів: відосередкового — на ц. н. т., регулятора тиску — на ц. в. т.).

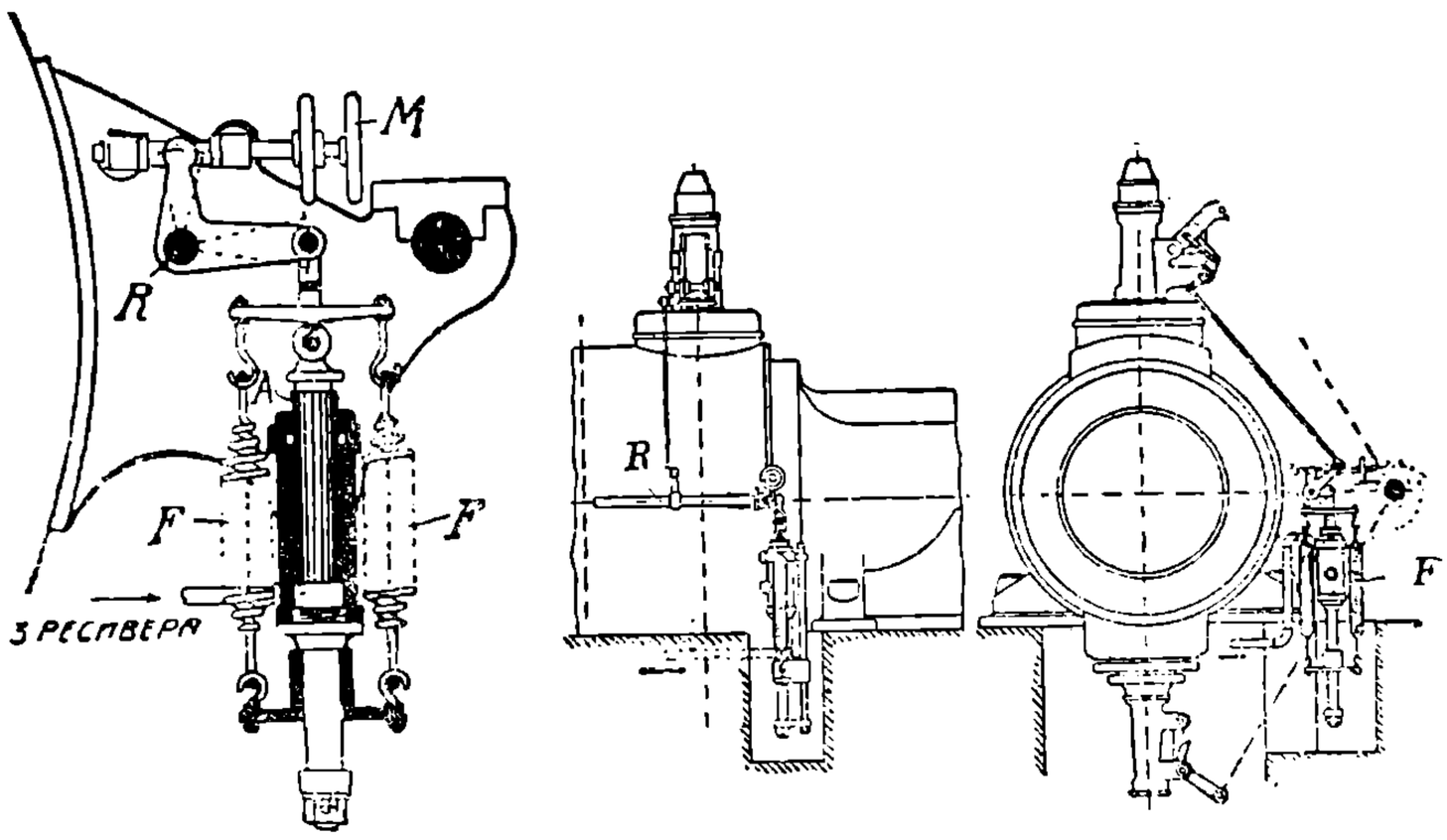
На фіг. 363 подано звичайний розполіг регулювання машин з проміжним відбором пари в виконанні Саксонської машинобудівельної виробні. Для

* Ординати b нижньої площі діяграми являють собою тепло пари, яке відводиться у нагрівні прилади.

НБ УДУНТ (ДІТ)

регулятора тиску застосована та сама конструкція, що й для машин з протитиском (фіг. 347).

Іншу конструкцію регулятора тиску та розпологу його на машині подано на фіг. 364 та 365. Толок A цього регулятора перебуває під чином пружин F—

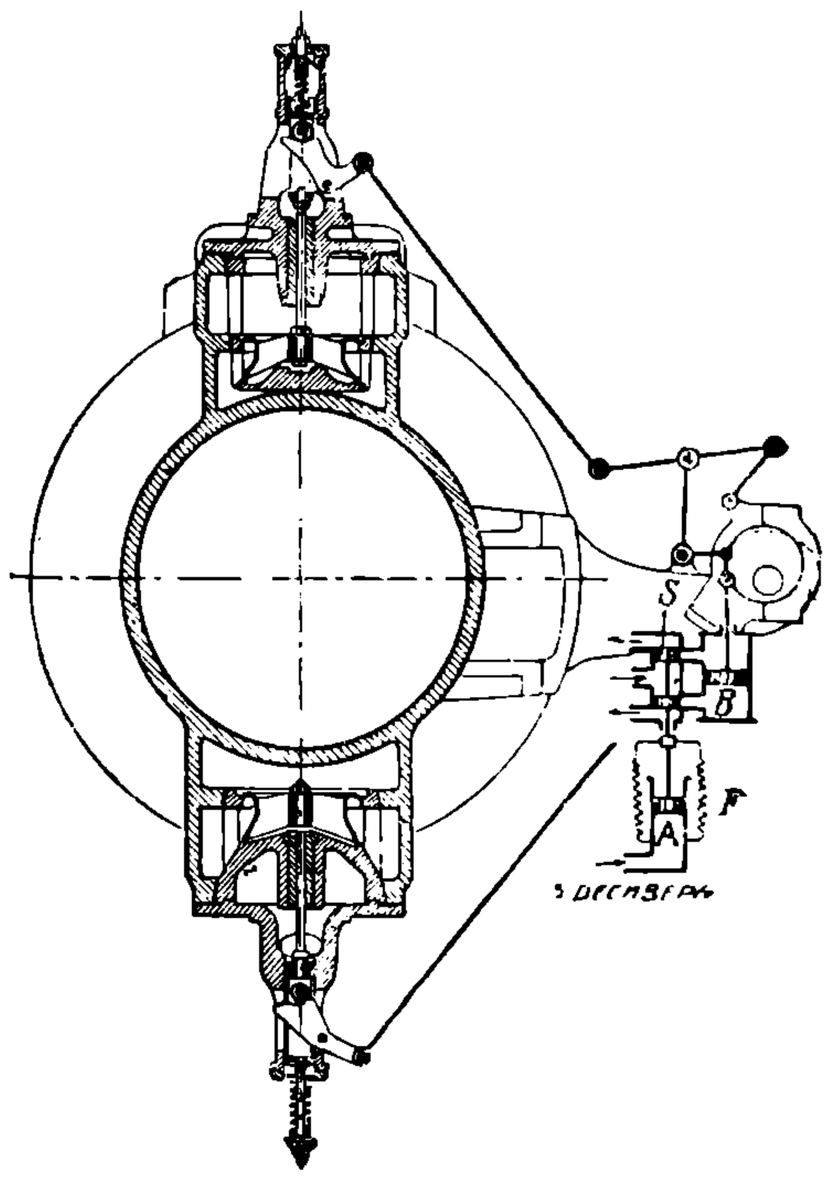


Фіг. 364, 365. Регулятор тиску та його розташування на машині.

з одного боку, тиск пари у ресивері — з другого боку. Коли зміняється витрата пари в мережі, а значить, коли змінюється тиск пари в ресивері, толок A спускається або підіймається, повертаючи регуляційний валок R. Останній змінює міру наповнення великого циліндра. За допомогою маховичка M зміняють міру наповнення рукопаш.

Обидві вищеописані системи регуляторів, маючи незначну перестановну силу, придатні лише для розчіпних пароросподілів.

Для примусових пароросподілів доводиться вживати регуляторів з сервомотором. Схему одного з таких регуляторів (фірми MAN) подано на фіг. 366. Проміжна пара, тиснучи на толок A, врівноважений пружинами F, переміщає сувачок S сервомотора. До середньої частини сувака ввесь час мастило підводиться під тиском; коли сувак зсувається з середнього положення, мастило йде у верхню або нижню порожнину циліндра сервомотора, і, тиснучи на толок B, повертає регуляційний валок віндманівського механізму (див. § 66) Останньому в даній конструкції надає чину не коткий важіль, а хитний кулак лентцівського типу. На фіг. 367 показана фотографія машини з подібним регулюванням в періоді складання. На фігурі ясно видно плоский лентцівський регулятор, що керує малим циліндром, і описаний регулятор тиску вкінці розподільчого валу. На цьому регуляторі пружини знято. Крутень призна-



Фіг. 366. Схема регулювання проміжного відбору фірми MAN.

НБ УДУНТ (ДІТ)

чений надавати чину під час випробів пароподілу і в готовій машині його, безумовно, немає.

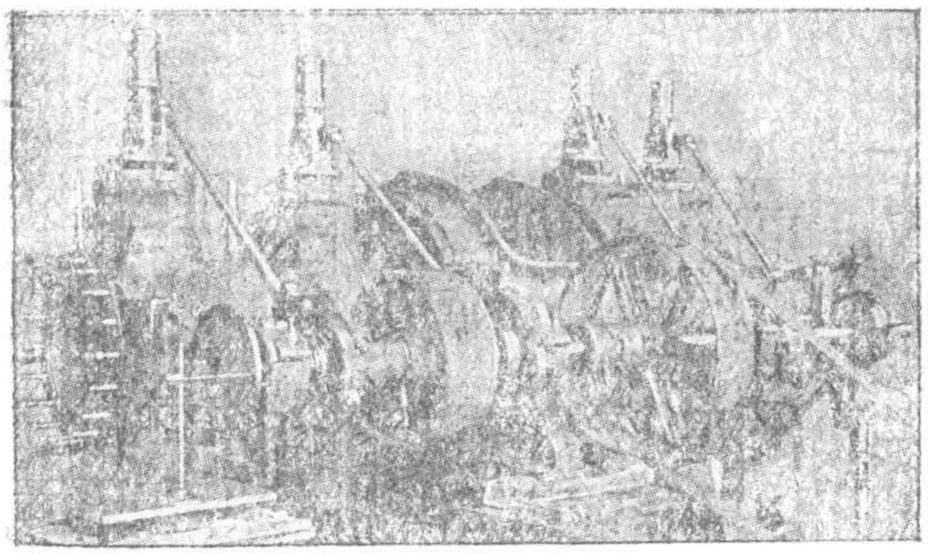
На фіг. 368 показана сучасніша конструкція регулятора тиску виробні **MAN**.

Власне регулятор складається з толока K, обтяженого двома спіральними пружинами (на зразок фіг. 364). Циліндер Z регулятора трубкою q злучений з дросельним ґрантом q_1, через який проходить пара з ресивера. Коли в ресивері змінюється тиск, толок K, переміщаючись, повертає за допомогою серги p та важелів h сувак S сервомотора C. Останній розташований між вальницями розподільчого вала і його толок D обертається разом із валом. Мастило під тиском, яке подає зубчатий мастилосмок, трубкою s входить у середню порожнину a сувака. У кожній з половин останнього прорізано по два канали — k та k', один з яких сполучається з порожниною a, а другий—з порожниною c; із останньої мастило може стікати каналом m та трубкою t.

Під час повороту сувака S, який спричиняє тиск у ресивері, мастило одним із каналів k та відповідною трубкою u йде в ту або ту порожнину циліндра сервомотора C. Із другої порожнини останнього мастило може витікати трубкою u, через канал k' та трубкою t. Толок D, переміщаючись під тиском мастила, трибовим бруском z повертає трибок r, вставлений у камінь y лентцівського ексцентрика. Ексцентриковий чіп в цьому трибку всунутий у рухомий камінь, що міститься у прорізі ексцентрикового кружала. Завдяки такій злагоді кружало під час повороту трибка зсувається по камені y, заплішеному на валі, й змінює міру наповнення циліндра.

Таким чином, у цій конструкції цілком залишений лентцівський механізм для надання чину хлипакам. Фотографію машини подано на фіг. 369.

Фірма «Ганомаґ»[1] застосовує як сервомотор електромотора (фіг. 370). Регулятор тиску a має два контакти e, злучені з толоком регулятора. Під час переміщення останнього (залежно від зміни тиску в ресивері), один із контактів стикається з середнім контактом на колонці b і замикає струм до електромотора. Останній за допомогою шнекової передачі d переставляє пароподіл (лентцівської системи). Коли замикається струм другим контактом e, електромотор обертається в зворотному напрямі. У тому випадку, коли наповнення ц. н. т. доведене до мінімуму, а в нагрівній мережі витрата пари продовжує збільшуватися, автоматично відкривається редукційний хлипак, що додає в мережу дросельовану гостру пару. У машині, яку подано на фіг. 370, автоматичної повідні цього хлипака немає.



Фіг. 367. Загальний вигляд машини з регулюванням за фіг. 366.

Описаної в попередньому параграфі системи зульцерівського регулювання застосовується також й для машин із проміжним відбором пари.

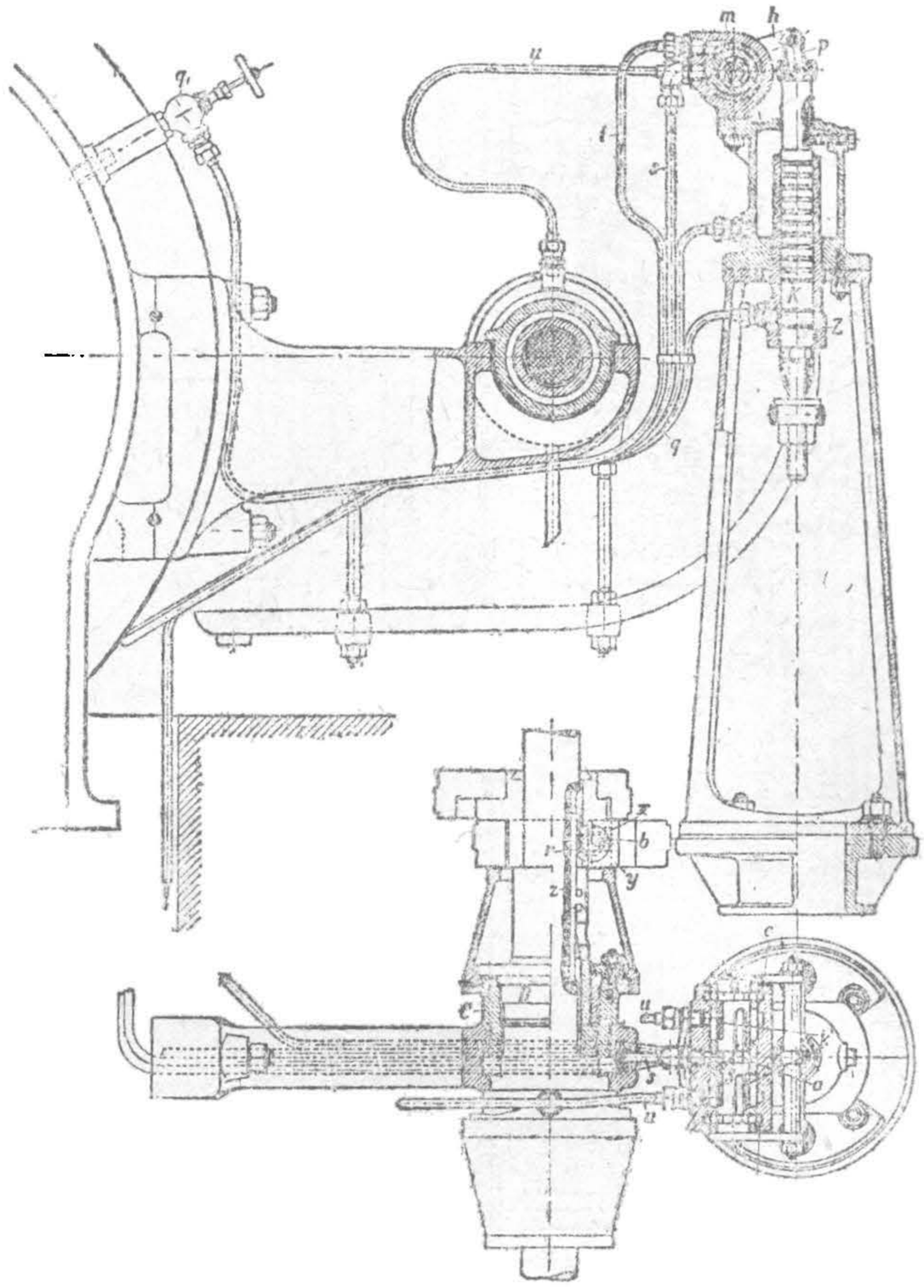
За Міссонґовим[2] патентом фірма Тіссен будувала **одноциліндрові** машини з проміжним відбором пари. Одна з порожнин **циліндра** була частиною високого тиску, друга — частиною низького тиску. При переході пари з однієї порожнини в другу, частину її можна було відбирати для нагрівання. Машини цього типу мали велику нерівномірність ходу, потребували устави важкого маховика й тому не набули розповсюдження.

Вдаліша була конструкція виробні «Штарке та Гофман» у Німеччині, зображена на фіг. 371.

[1] Hannoversche Maschinenbau - Aktiengesellschaft.
[2] Див. Z. d. V. d. J. 1913 р., стор. 2030.

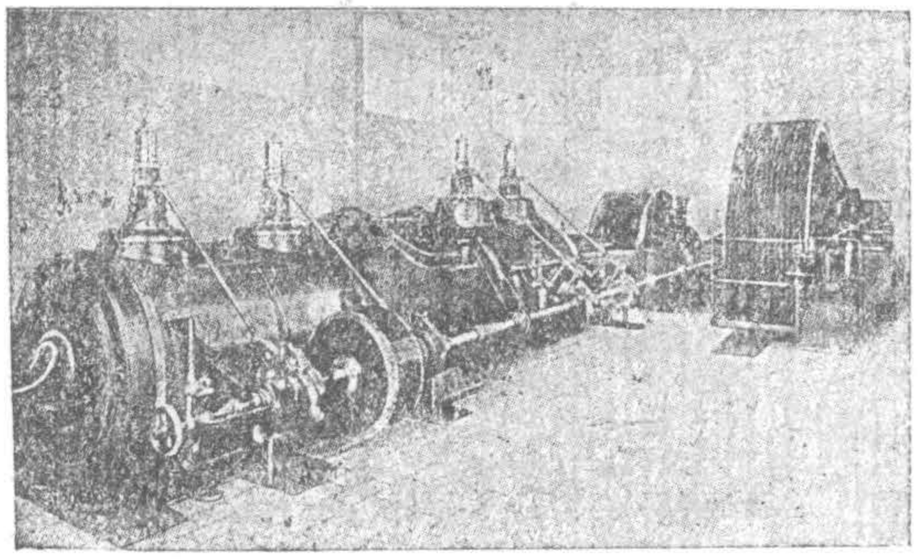
НБ УДУНТ (ДІТ)

Тут кожну порожнину циліндра обслуговують два випускні хлипаки, розташовані один над одним. Хлипаком *a* керують за допомогою ексцентрика,



Фіг. 368. Схема регулювання проміжного відбору фірми MAN.

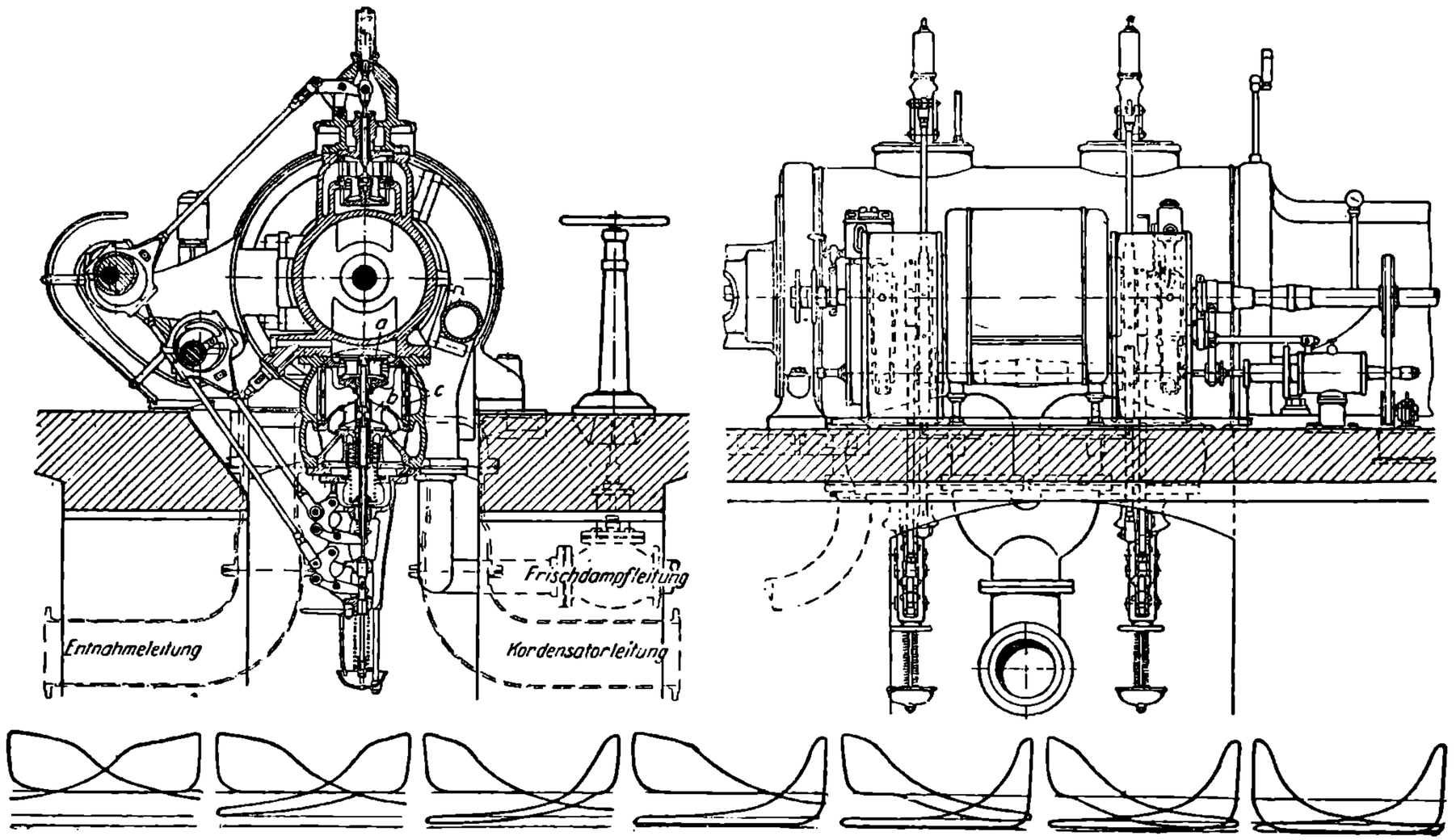
що не залежить від регулятора, і постійно працює з попереджанням випуску близько 10% та мірою стиску, що дорівнює 10%. Хлипак *b*, що перебуває



Фіг. 369. Машина з проміжним відбором пари фірми MAN.

під чином регулятора тиску, відкривається одночасно з хлипаком *a*, себто також обумовлює попереджання випуску близько 10%; а закривання цього хлипака залежно від положення регулятора може відбуватися в різні моменти

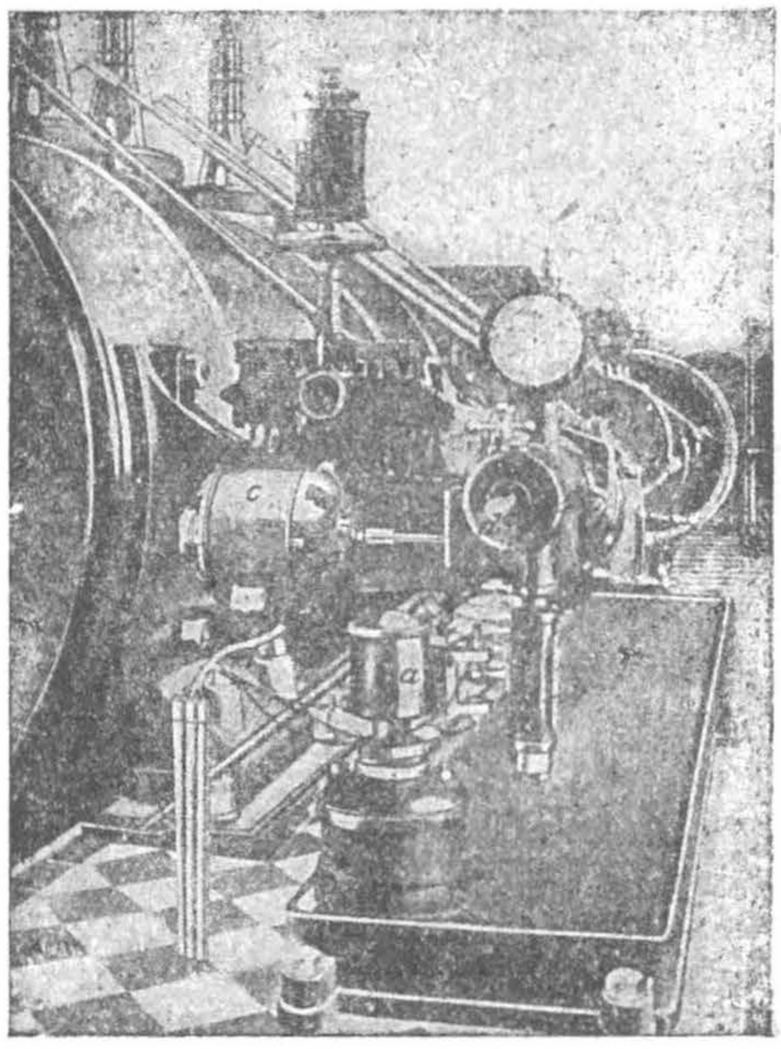
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фіг. 371. Одноциліндрова машина з проміжним відбором пари виробні Starke & Hoffman.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

та обумовлює міру стиску від 30% до 110%. В останньому випадку хлипак зовсім не відкривається. Порожнину хлипакової коробки під хлипаком *b* злучено з конденсатором, простір між хлипаками *a* та *b* — з трубою проміжного відбору. Перед останньою містяться зворотні хлипаки *c*, які закриваються, коли тиск у трубі проміжного відбору перебільшить тиск у хлипаковій коробці.



Фіг. 370. Регулювання проміжного відбору пари виробні «Ганомаґ».

Якщо відбору пари не роблять, то хлипак *b* відкривається цілком і працює, як при звичайній конденсаційній машині з мірою стиску $30 \div 40\%$. При цьому до моменту закривання хлипака (10% до мертвого положення) машина працює з додатковим шкідним простором між хлипаками *a* та *b* (хлипаки *c* у цей час закриті).

При роботі з відбором пари, регулятор тиску встановляє велику міру стиску; від моменту початку випуску до закриття хлипака *b* циліндер сполучається з конденсатором; далі тиск у циліндрі підвищується і, коли він досягне потрібної для проміжного відбору величини, відкриваються хлипаки *c*, і пара йде з машини в нагрівні прилади; відбір триває до того часу, поки закриється хлипак *a* (10% до мертвого положення).

Що більшу міру стиску встановить регулятор для хлипака *b*, то більшу кількість пари можна відібрати. При максимальній мірі відбору хлипак *b* не відкривається, і пара в конденсатор зовсім не попадає.

Індикаторні діяграми під рисунком машини стосуються різних величин проміжного відбору. Як видно з діяграм з правого боку, при малих кількостях відбираної пари відбір провадиться лише з одної порожнини циліндра. Крайня з лівого боку діяграма ілюструє роботу з протитиском.

Перевага цієї машини полягає в можливості відбирати до 100% пари, яка проходить через машину, в рівномірному обтяженні обох порожнин циліндра та в досягненні нормальної потужности навіть під час роботи з протитиском.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Частина VII

МАШИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

§ 119. Корисність застосування пари високого тиску

За словами відомого паротехніка німецького проф. Льофлера ми тепер переживаємо «вік пари високого тиску». Спроби широко застосовувати пару високого тиску, що почалися 1918 — 20 рр. мали великий успіх. На сьогодні доведено змогу цілком надійно працювати парою з тиском до 200 атм і температурою в 450° С. Рентабельність такого режиму роботи, безумовно, залежить від низки факторів (вартість палива, вартість устаткування, сучинник обтяження електровні тощо); проте, безсумнівно, що тиски пари порядку в 35 атм економічно корисні для більшости конденсаційних устав; а при роботі з протитиском рентабельні бувають то вищі тиски гострої пари, що вищий протитиск.

Зміну термічного сучинника видатности в функції тиску та температури пари відзначено в § 6 (фіг. 10 та 11). Проте, сутню вагу має зміна ефективного с. в.

$$\eta_e = \eta_t \, \eta_o \, \eta_m$$

У парових турбінах відносний с. в. η_o зменшується із збільшенням тиску пари[1], особливо різко—у турбінах малої потужности. Тому, в невеликих уставах з паровими турбінами застосування пари високого тиску тепер недоцільне.

В інший спосіб змінюється відносний с. в. парової машини із збільшенням тиску пари.

Із збільшенням тиску сутньо зміняються розміри циліндра, що обумовлює зниження втрат на пропуски пари й на початкову конденсацію. Наведені в таблиці I (стор. 44) нечисленні покищо дані спроб машин високого тиску потверджують сказане. При цьому можна відзначити, що циліндер високого тиску шмідтівської машини, згаданої в графі 16 цієї таблиці, має відносний с. в. в 91% (коли пара розширяється від 55 до 18,3 ата), тоді як у циліндра середнього та низького тиску досягнуто сучинника $\eta_o = 0{,}79 \div 0{,}80$. Так само циліндер високого тиску борзігівської машини (графа 17 таблиці I) працював з високим с. в. в 92,7%, а циліндер низького тиску — 88,5%.

Таким чином, ефективний с. в. устави з паровою машиною із піднесенням тиску збільшується навіть швидше, ніж термічний с. в. Вважаючи, що деяка дорожнеча устав високого тиску явище тимчасове, можна прийти до висновку, що підвищення тиску пари доцільне навіть в уставах невеликої потужности, устаткованих паровими машинами.

У великих уставах ц. н. т. парової машини набуває значних розмірів. Його доцільно замінити паровою турбіною, що до того ж корисніше працює в ділянках низького тиску. Застосування парових машин в уставах високого

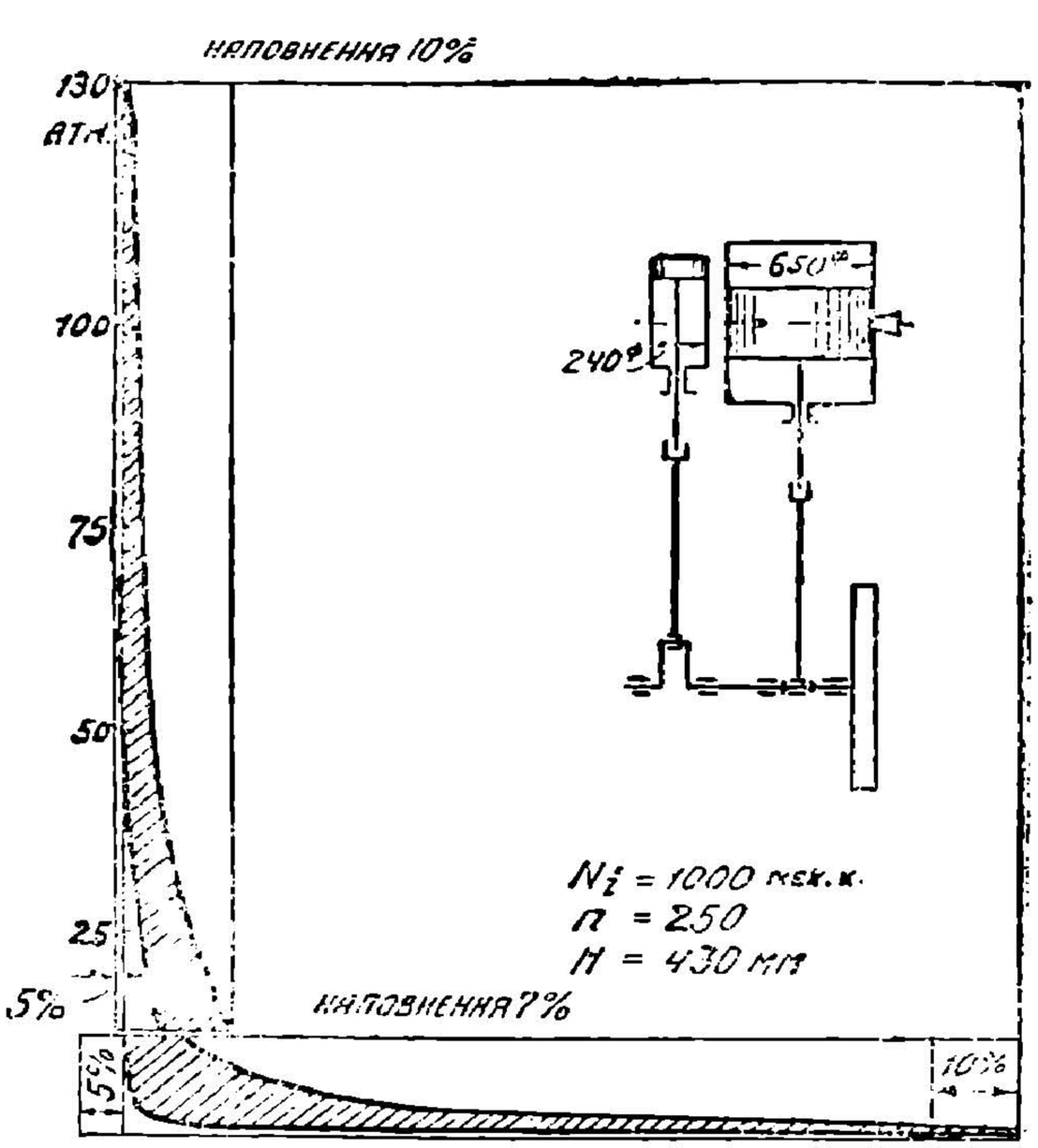
[1] Див. Г. С. Жирицький. «Паровые турбины», том II, Київ, 1928, § 63.

НБ УДУНТ (ДІТ)

тиску — самостійно при невеликій потужності та в комбінації з паровими турбінами при значному обтяженні станції — відкриває нову еру в розвитку парових машин, знову даючи їм ширску ділянку для поширення.

§ 120. Типи машин високого тиску й особливості їхніх індикаторних діяграм

Підвищення тиску пари в конденсаційних одноциліндрових машинах можливе лише до певної межі. З одного боку при високому тискові пари створюються малі міри наповнення, що втруднюють точне регулювання машини, а паророзподільчі механізми виходять такі, які дуже трудно здійснити. З другого боку значна різниця температур гострої та спрацьованої пари обумовлює небезпечні температурні деформації циліндра. Звичайно тиск гострої пари в цих машинах обмежується 10 ÷ 12 атм, температура 300° — 325° С. За крайні



Фіг. 372. Схема й діяграми конденсаційної машини подвійного розширення під час роботи парою в 130 атм.

межі слід вважати $p_1 = 15$ атм, $t_1 = 350°$ С. При вищому тискові пари конденсаційні машини слід робити подвійного або потрійного розширення.

Індикаторні діяграми, наведені на фіг. 372 та 373, дають уявлення про тепловий процес машини високого тиску[1].

Під час роботи парою з тиском у 130 атм міра наповнення ц. в. т. машини компавнд виходить близько 10%, що недостатньо. У машині потрійного розширення досягають цілком задовільних мір наповнення в усіх циліндрах, і можна вважати, що принцип чотирикратного розширяння не є потрібий навіть при дуже високих тисках пари.

Машини з протитиском можуть працювати з простим розширенням пари навіть при значному тискові гострої пари. На фіг. 374, наприклад, наведено теоретичну індикаторну діяграму одноциліндрової машини, що працює парою

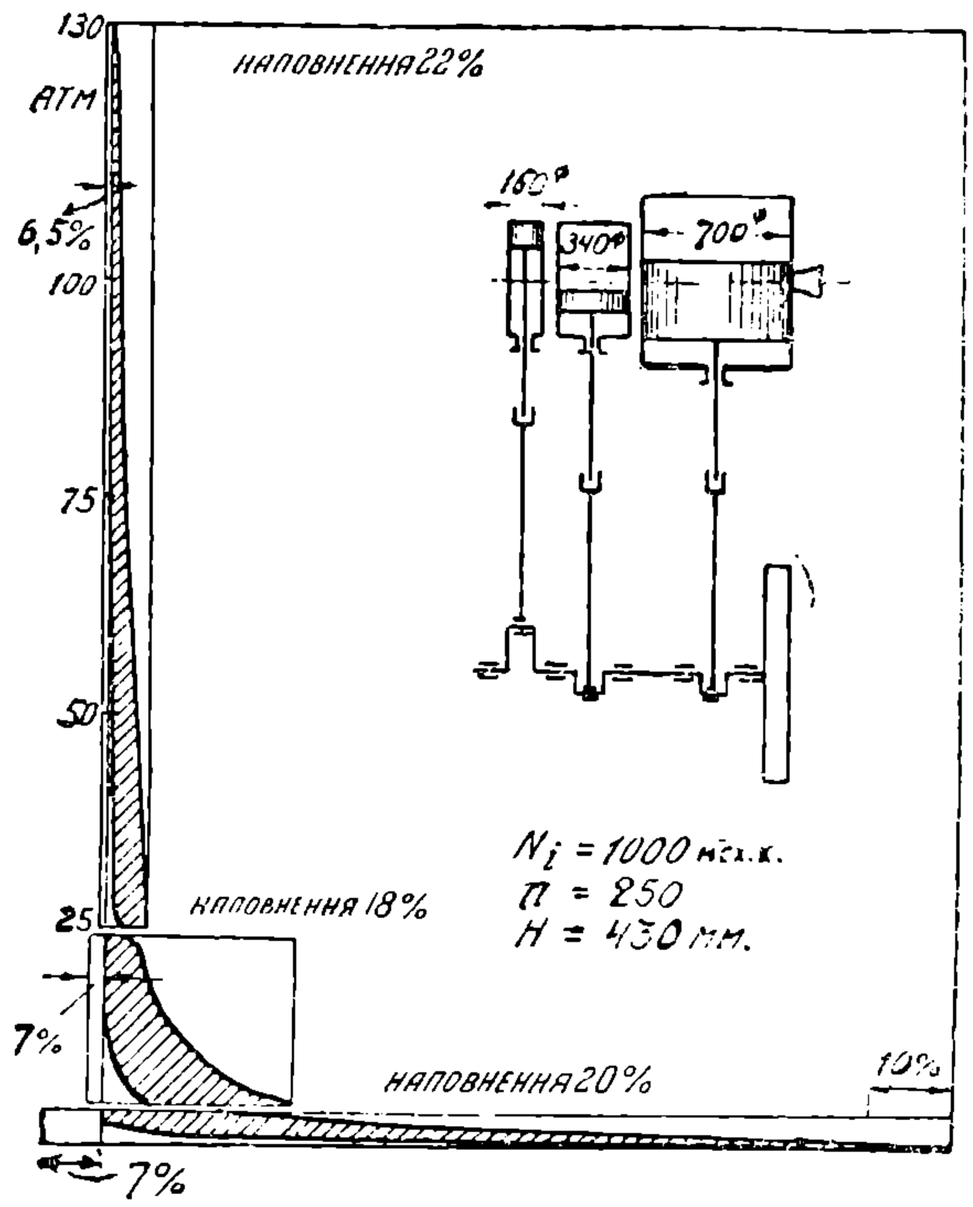
[1] Див. Z. d. V. d. J. 1928, № 45, стор. 1642.

НБ УПУНТ (ДІТ)

в 100 атм, 450° С, з протитиском у 14 ата. Якщо наприкінці розширяння тиск дорівнює 16,5 атм, то теоретична міра наповнення становить 15%.

Під час побудови індикаторної діяграми машини високого тиску й під час визначення розмірів парових циліндрів слід мати на увазі таке:

1. Циліндри повинні бути сконструктовані з можливо малим шкідним про-



Фіг. 373. Схема й діяграми конденсаційної машини потрійного розширення, коли роблять парою в 150 атм (наповнення).

стором для того, щоб криві розширення пари йшли в достатній мірі круто, обумовлюючи потрібну міру наповнення.

2. Для побудови кривої розширення спосіб Слукі непридатний, бо формулу (14) складено для кривих розширення пари середнього тиску.

3. Різницю між тиском наприкінці розширення та тиском випуску слід вибирати більшу від зазначеної на стор. 52. Ця різниця в циліндрі з великим перепадом тиску може становити $2 \div 3$ атм.

4. Нахил лінії впуску до поземини виходить більший, ніж у машинах середнього тиску; тому, дійсна міра наповнення може сутньо відрізнятися від теоретичної.

5. Відношення $\frac{H}{D}$ слід брати більше, ніж у машинах середнього тиску; при малому діяметрові циліндра та недостатній величині $\frac{H}{D}$ може вийти занадто короткий циліндер, що втруднює розміщення органів пароросподілу.

6. Відносно до цього, а так ж як узяти на увагу підвищене число обертів, на яке тепер будують парові машини, пересічна швидкість толока машини високого тиску коливається в межах $2 \div 4$ м/сек

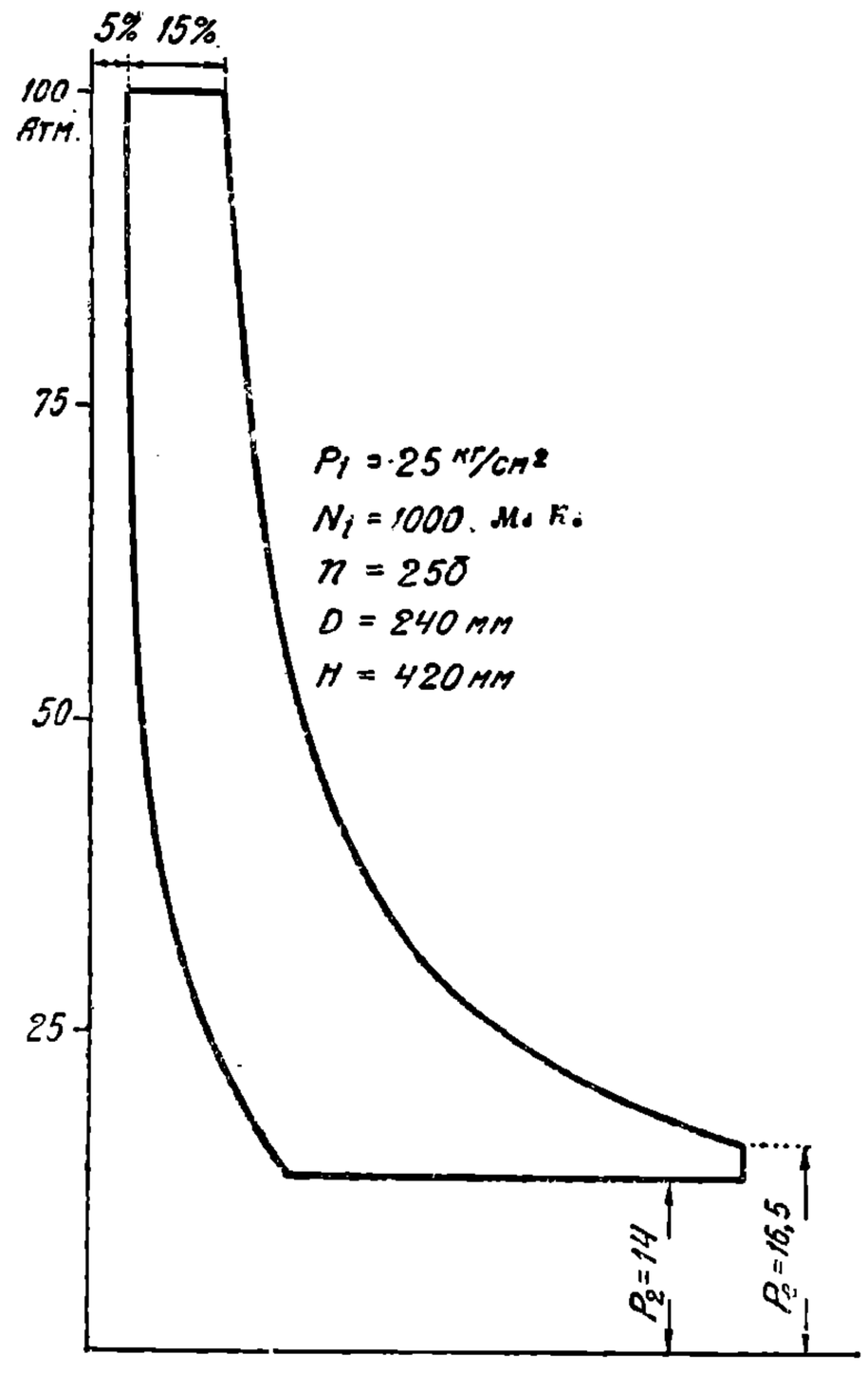
7. Пересічний індикаторний тиск може досягти надзвичайно великих розмірів, порядку 40 кг/см², наприклад, та й більше.

8. Відношення об'ємів безпосередньо злучених один з одним циліндрів машин багаторазового розширення може досягти 1 : 6 — 1 : 7. Лише при не-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

великих перепадах тиску в одному циліндрі може бути дотримане звичайно вживане відношення об'ємів 1 : 2 — 1 : 3.

9. Відношення площі перекрою толокового тягеля до площі толока більше



Фіг. 374. Теоретична індикаторна діяграма машини високого тиску з протитиском.

за тих 3%, яких звичайно вживають під час розрахунку машини середнього тиску (див. стор. 65). У циліндрі з різницею тисків по обидва боки толока понад 75 атм зазначене відношення може дійти до 20% і більше. Тому, визначаючи діяметр циліндра, слід низкою спроб найти одночасно й діяметр толокового тягеля.

§ 121. Конструктивні особливості машин високого тиску

На фіг. 375 виображена схема одної з перших машин високого тиску, яку побудувала виробня «Ганомаґ» за проєктом Т-ва шмідтівських парових машин на перегріту пару.

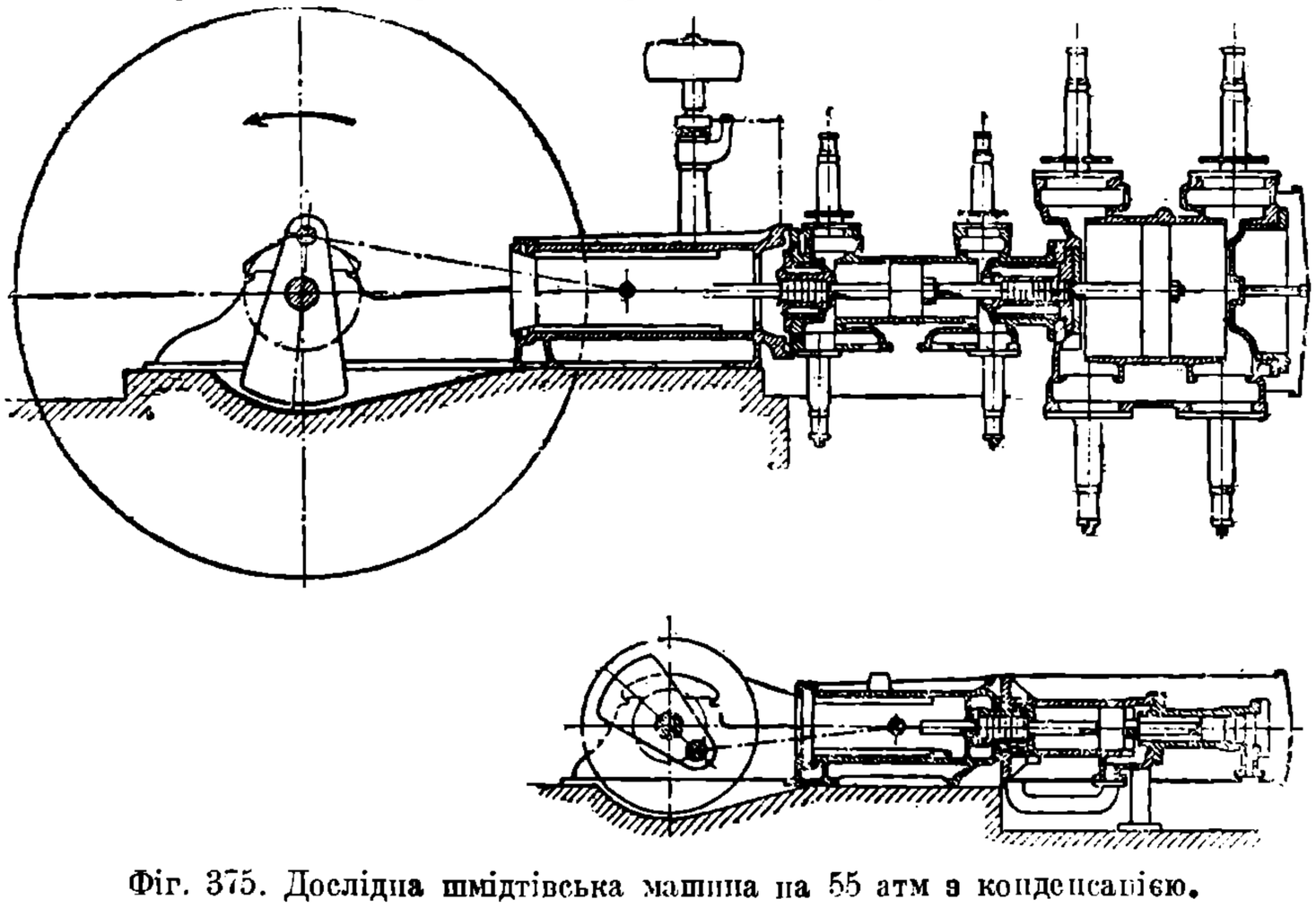
Машина працювала парою в 55 атм, 435° С, на конденсацію з вакуумом 95%. Побудована за принципом чотирикратного розширення машина мала діяметри циліндрів 135 — 240 — 285 — 680 і перебіги толоків 400 — 600 мм. (400 мм — ц. в. т. і перший ц. сер. т. 600 мм — другий ц. сер. т. та ц. н. т.). При числі обертів n = 150 машина розвивала потужність у 150 м. коней.

Щоб зменшити початкову конденсацію пари, в останніх циліндрах був застосований проміжний перегрів пари в обох останніх ресиверах. Перегрів здійснювали гострою парою і доводили температуру пари до 250° перед другим ц. сер. т. та до 220° перед ц. н. т.

Дані спроб цієї машини подано в таблиці I на стор. 44.

НБ УДУНТ (ДШТ)

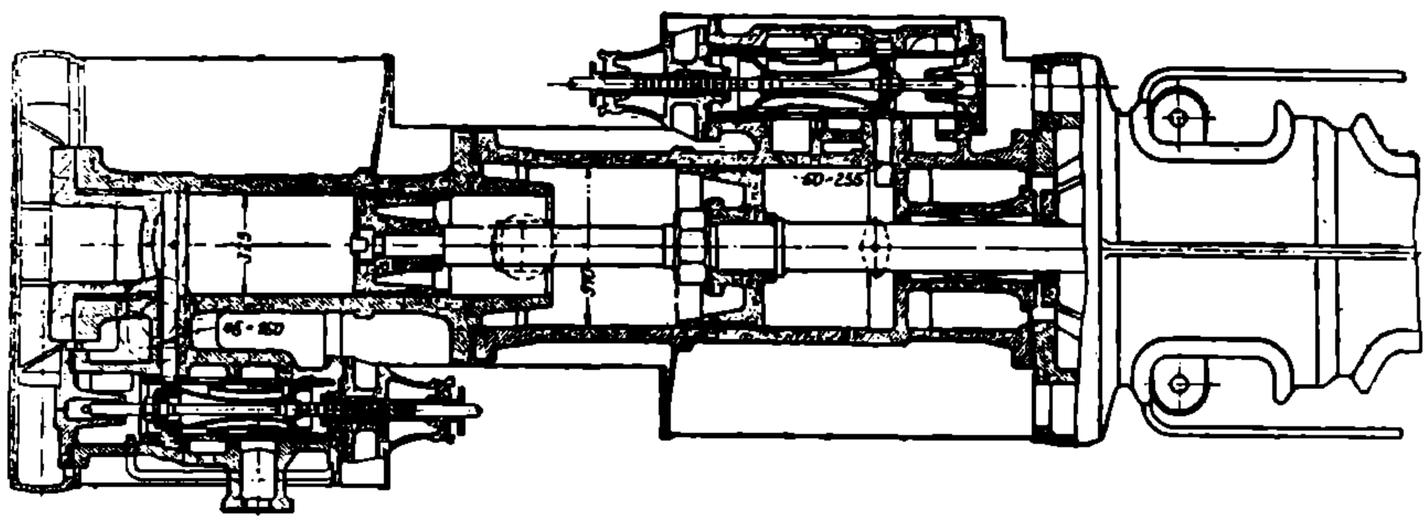
Подана на фіг. 376 машина працює на виробні Боргіґа у Берліні. Це є тандем - машина простого чину з діяметрами циліндрів 325 — 510 мм, перебігом



Фіг. 375. Дослідна шмідтівська машина на 55 атм з конденсацією.

толока в 900 мм. Число обертів може коливатися від 90 до 120. Нормальна потужність машини 760 м. к. Машина працює парою в 60 ата, 400° С, із протитиском 11 ата.

Пароросподіл в обох циліндрах здійснений за допомогою гохвальдівських суваків. Індикаторні діяграми циліндрів, зняті під час однієї із спроб, подано



Фіг. 376. Машина Борзіґової виробні на 60 атм.

на фіг. 377 (вгорі подано зміну тиску пари перед суваковою коробкою ц. в. т.).

Витрату пари та с. в. цієї машини зазначено в таблиці I (стор. 45).

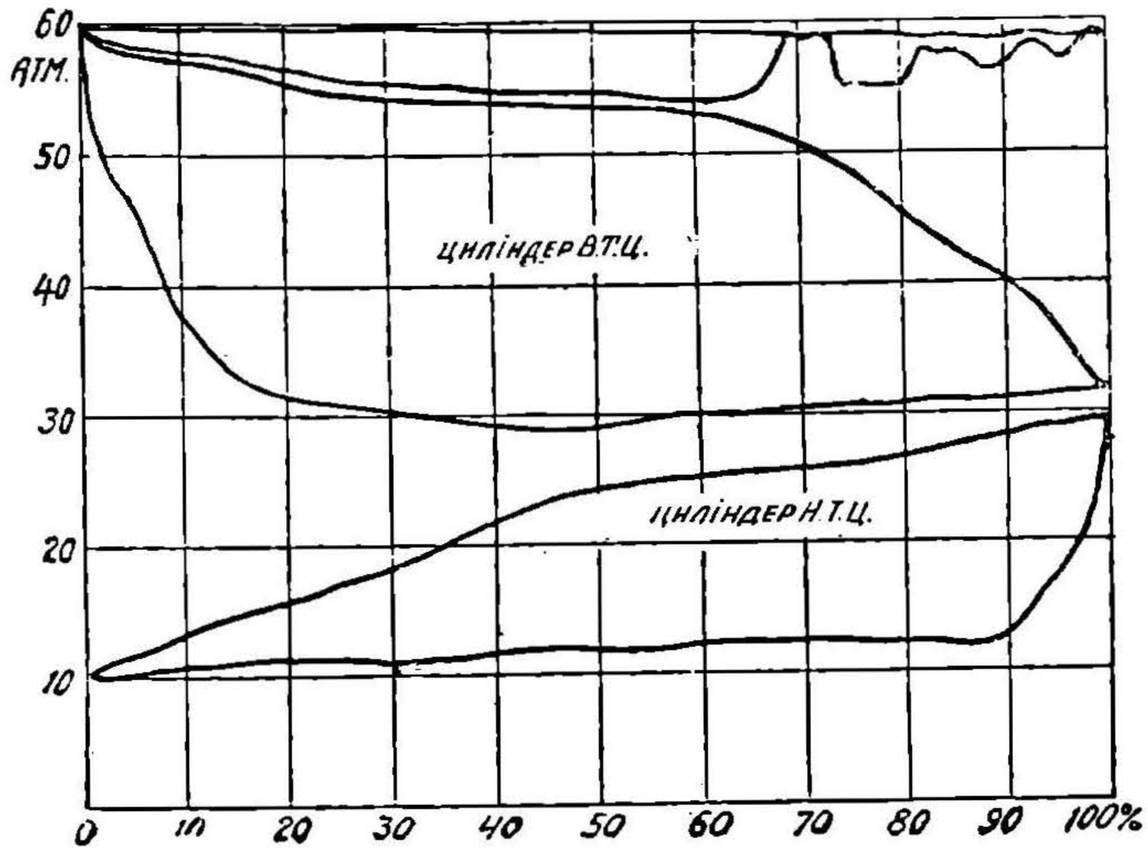
На одній із таблиць наприкінці книги поданий рисунок машини високого тиску (40 — 60 атм) виробні Штарке - Гофман у Німеччині. Машина розвиває потужність у 800 — 1000 м. к. і працює з протитиском у 10 атм. Пароросподіл машини обслуговують толокові суваки, якими керує розподільчий вал. Механізм сконструктовано так, що суваки мають найбільшу швидкість у моменти відкривання та закривання вікон.

Поданий на фіг. 378 рисунок машини на 100 атм тиску стосується нездійсненої на практиці конструкції. Проте, він є досить характерний для машин такого високого тиску.

На фіг. 379 виображена машина проф. Льофлера, що вже близько двох років працює на віденській паротягобудівельній виробні. Для машини допущені рекордні вартості тиску й температури пари 120 атм та 480° С. Даних спроб машини не опубліковано, але заслуговує на увагу самий факт безперебійної роботи машини.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

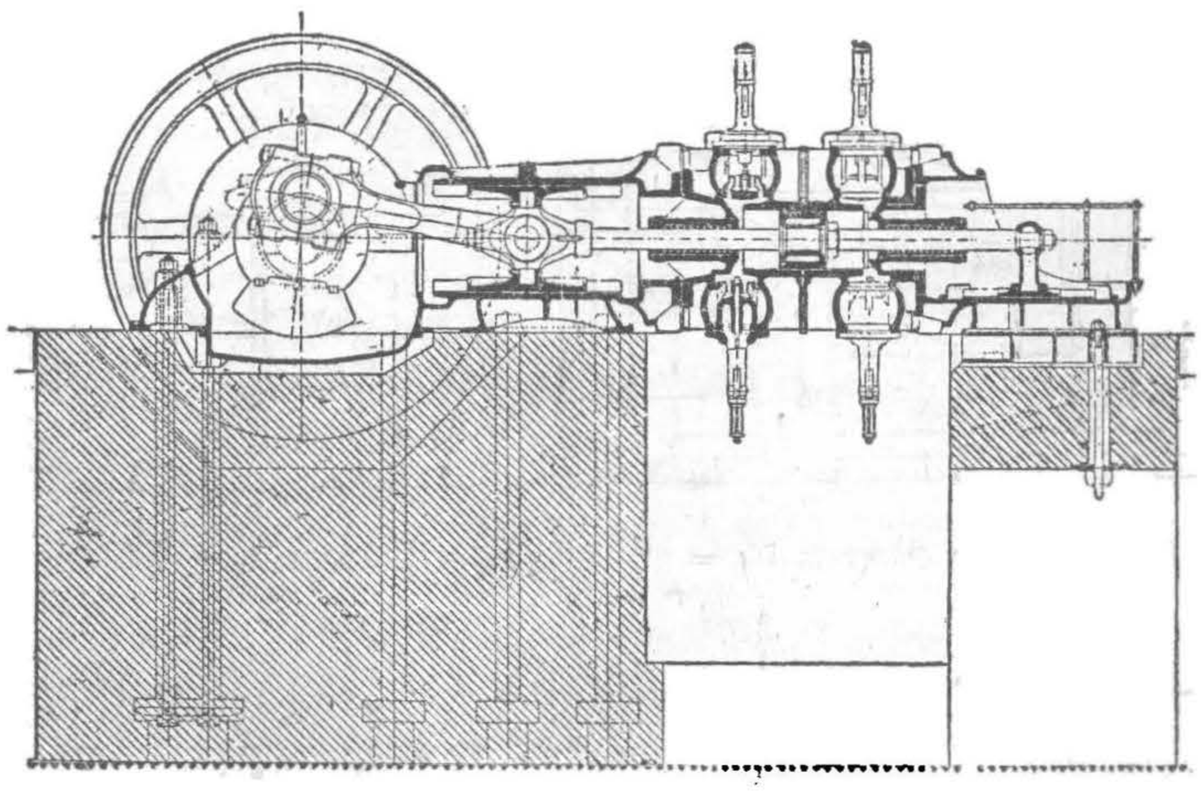
Для пароросподілу застосовують односідлових хлипаків малого діяметра; значне дроселювання пари за їхньою допомогою можна цілком вільно допустити при такому висскому початковому тискові. Базуючись на наведе-



Фіг. 377. Індикаторні діяграми борзіґівської машини.

них конструкціях машин високого тиску, можна дати такі вказівки щодо конструктування їх.

1. Циліндер повинен являти собою якомога простіший виливок (при температурі подан 350° — із сталі). Зокрема, доцільно розмістити органи



Фіг. 378. Машина шмідтівської сист. виробні «Ганомаґ». Ne — 1300 м. к.; n — 200; p_1 — 100 атм; p_2 — 30 атм.

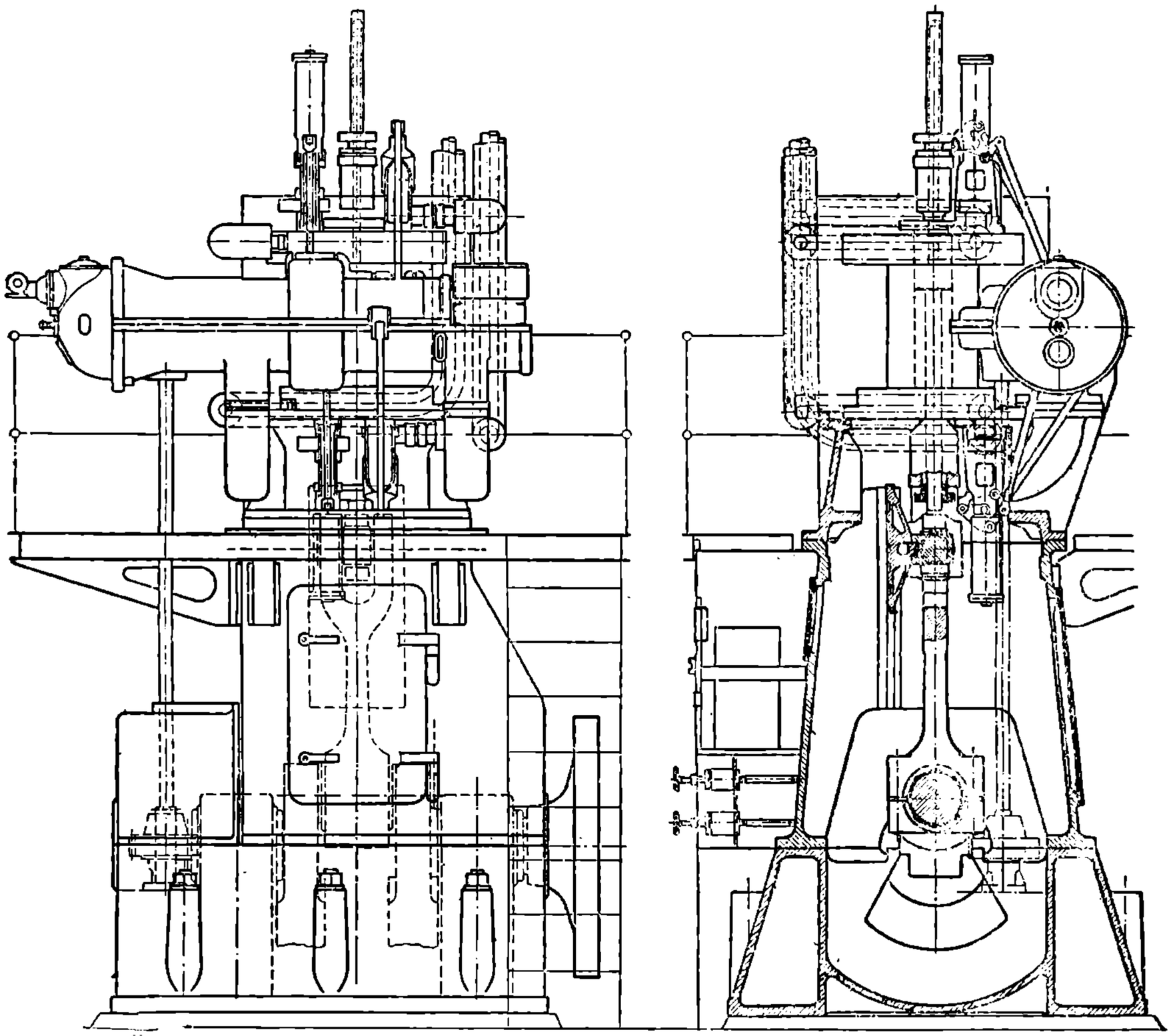
пароросподілу в покришках, що дуже спрощує конструкцію циліндра. Товщину стінок циліндра слід вибрати не з конструктивних міркувань, як зазначено далі в § 122 для машин середнього тиску а перевіряти розрахунком на міцність. При малому діяметрі та особ-иво високому тисові пари циліндер можна робити з кованого стального виливанця.

2. Толок повинен мати багато пружинистих кілець. Наприклад, у машині Ш т а р к е - Г о ф м а н число їх доходить до дев'яти.

НБ УДУНТ (ДІТ)

3. Защільники, що працюють за лябіринтовим принципом, мусять бути досить довгі[1].

4. Нормальні для машин середнього тиску співвідношення між розмірами частин руху та діяметром циліндра не можуть бути поширені на машини високого тиску: при малому діяметрі циліндра всі інші деталі мають значні розміри, обумовлені великою силою, що чинить по толоковому тягелі. Зокрема, відстань між паралелями (вишина ковзанця) у машинах дуже високого тиску значно перевищує діяметр парового циліндра.



Фіг. 379. Льофлерівська машина Ne = 400 кв., p_1 = 120 атм, t_1 = 480°, p_2 = 12 атм, n = 300.

5. Найпідхожіші органи пароросподілу є толокові суваки, або односідлові хлипаки. Двосідлові хлипаки при високих температурах пари не можуть забезпечити достатньо щільного прилягання.

6. Встановлення машини на фундаменті та прилучання паропроводів повинно давати змогу подовжуватися частинам машини під час нагрівання. Значну величину подовжень від нагрівання взагалі слід брати до уваги під час конструктування машини, особливо — органів пароросподілу.

---

[1] Розрахунок лябіринтових защільників. див. книгу автора «Паровые турбины», Київ, 1927, стор. 48.

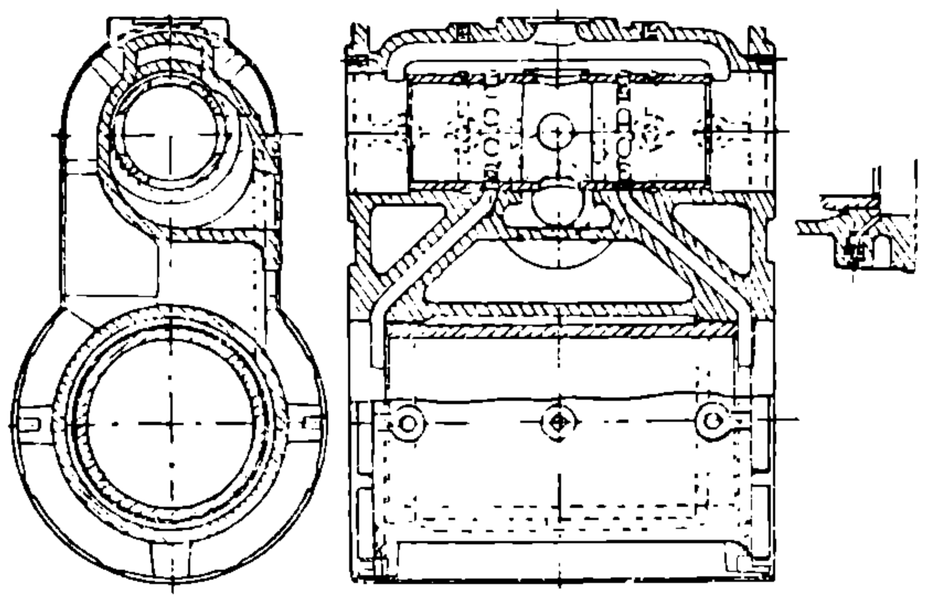
НБ УДУНТ (ДІТ)

Частина VIII

КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ ДЕТАЛІВ ПАРОВОЇ МАШИНИ

§ 122. Паровий циліндер

Конструкцію циліндра для поземої машини з циліндричним суваком показано на фіг. 380 (у поперечному розрізі та пляні). Сувакову коробку вилито разом з циліндром і в неї вставлений утулок з вікнами, що ведуть до каналів у паровий циліндер. Пара впускається збоку (на рисунку згори), а випускається знизу (на рисунку збоку). Робоча поверхня циліндра втворена чавунним утулком, втисненим у виливок циліндра. З боків циліндра (на рисунку внизу) розташовані отвори для індикаторів, вгорі (на рисунку ліворуч) — щоб подавати мастило, знизу (на рисунку праворуч) — для продувних ґрантів.



Фіг. 380. Циліндер поземої суваковоі машини.

На фіг. 381 поданий приклад конструкції циліндра швидкорушної сторчової парової машини з циліндричним суваком. Разом із циліндром та суваковою коробкою вилита підставка, якою циліндер спирається на колону машини (див. фіг. 431). Пара до сувакової коробки підводиться патрубком на середині вишини циліндра. Спрацьована пара випускається бічним каналом у суваковій коробці й патрубком в нижній частині її.

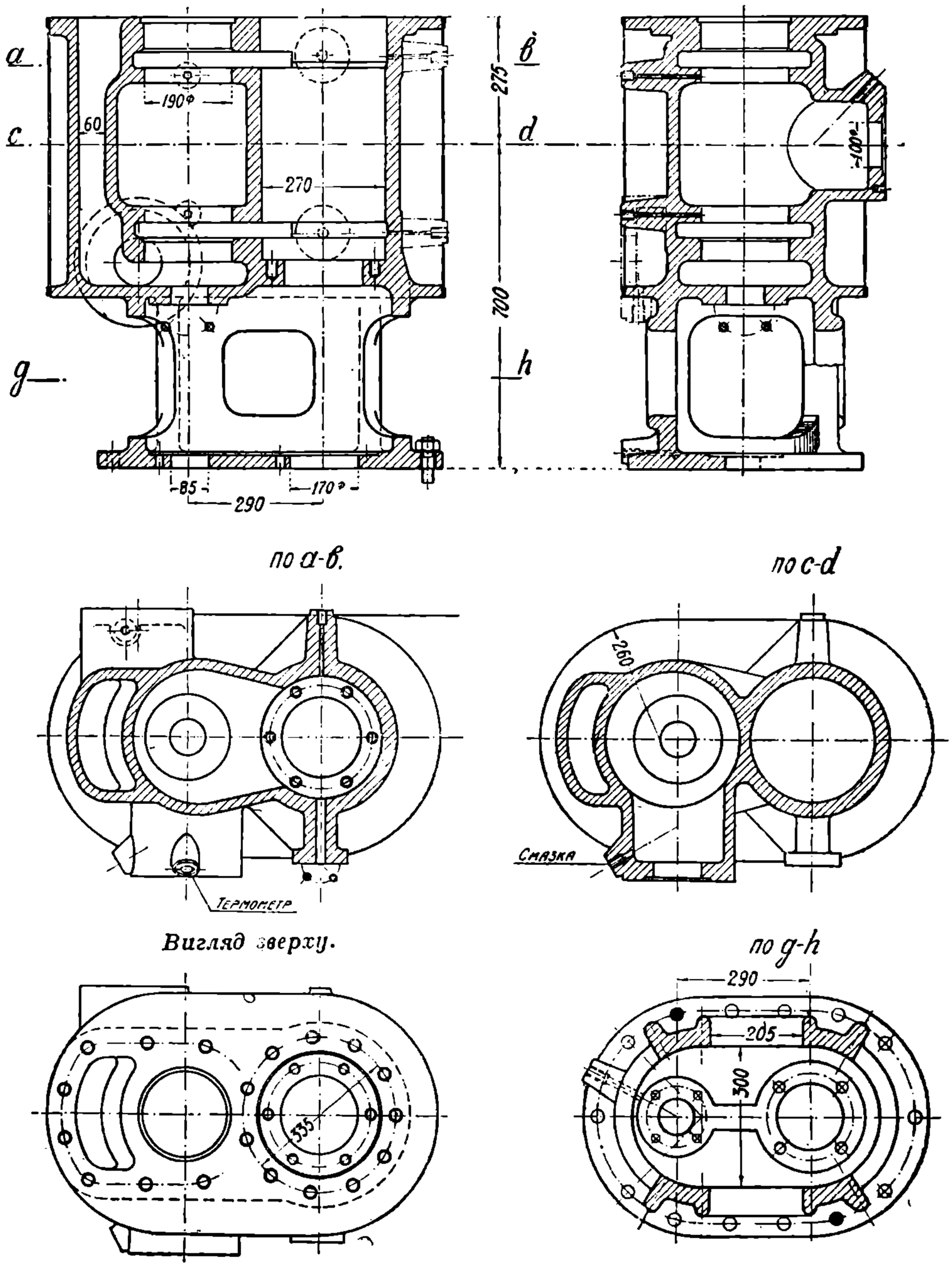
На фіг. 382 подана конструкція циліндра з хлипаковим пароросподілом. Хлипакові коробки та лапа, якою циліндер спирається на фундамент, вилиті разом із циліндром. Пара підводиться до кожної з хлипакових коробок трубою, приєднаною під обшивкою до крис хлипакової коробки (див. третю проєкцію вгорі). Відводиться пара знизу. Вставного утулка циліндер не має, що взагалі характерно для сучасних машин. Продувні ґранти прилучені до нижньої частини впускних хлипакових коробок. На другій верхній проєкції з лівого боку показано місце прикріплення кремпелів розподільчого валка. Лівий бік циліндра злучається з рямою (паралелями) машини.

Подібну ж конструкцію парового циліндра подано на фіг. 383. (Ґерліцької машинобудівельної виробні «Вумаґ»).

Деякою хибою обох конструкцій є складність чавунного литва, що втрудняє рівномірне розширяння частин циліндра під час нагріву їх. Тому раціональніше буде розміщення хлипаків у покришках, при якому циліндер набуває вигляду простої труби. Конструкцію такого циліндра для прямотечійної

НБ УДУНТ (ДІТ)

машини, виображеної на фіг. 211 (стор. 205), показано на фіг. 384. У цій конструкції циліндер спирається на конденсатор і почасти на штанги *a* (конструкція вдала, але її рідко вживають), так що опорних лап немає. Мастило



Фіг. 381. Циліндер сторчової швидкорушної (n = 400) машини виробні Erste Brünner Maschinenfabrik Gesellschaft (Чехословаччина).

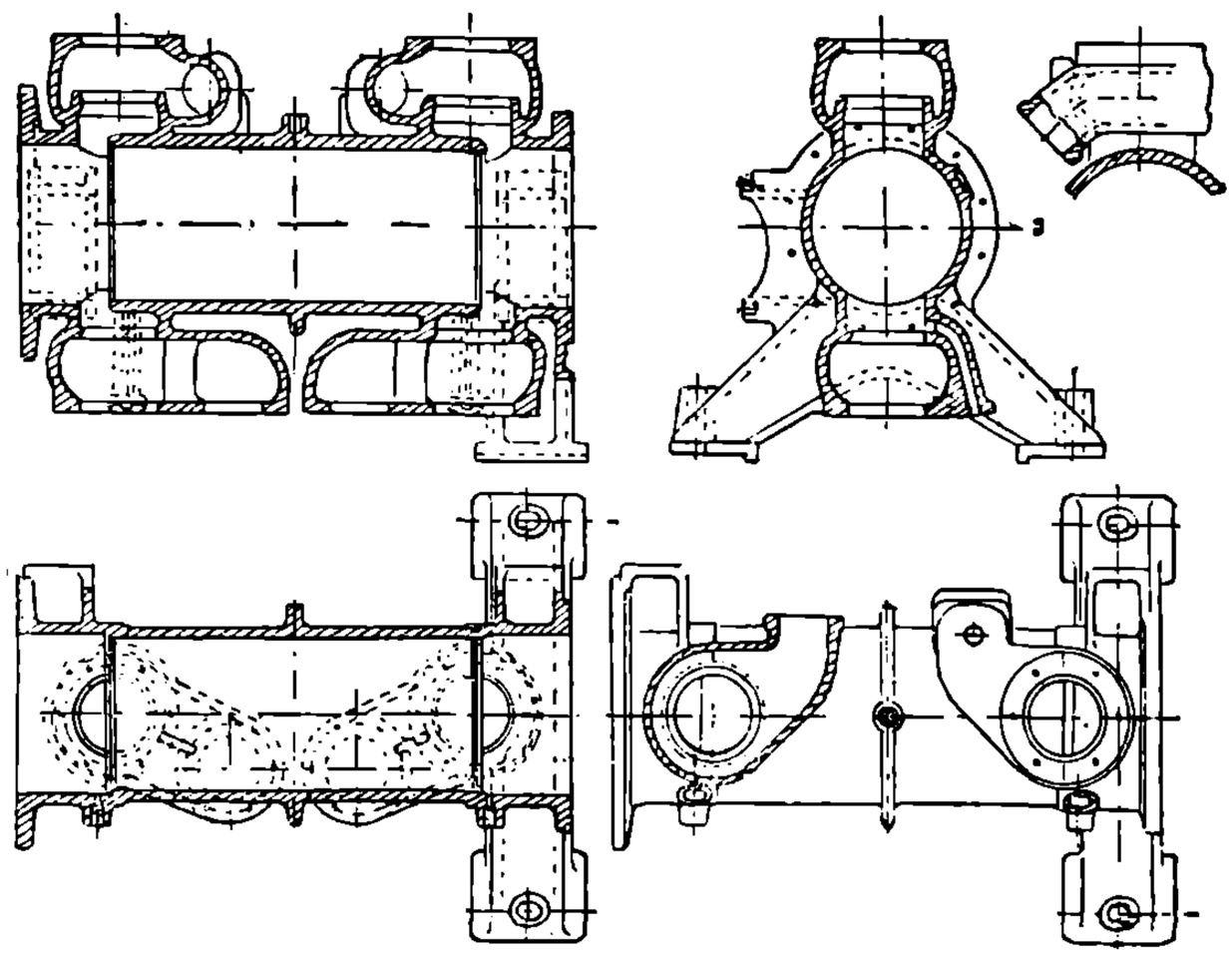
підводиться отворами вгорі біля крис. У машинах не прямотечійних мастило раціональніше підводити посередині циліндра.

НБ УДУНТ (ДІТ)

На фіг. 385 подана конструкція передньої покришки циліндра(що прилягає до ковзуль). Пара підводиться знизу, вгорі міститься хлипакова каня, знизу з боків впускного патрубка розташовані два вентилі *m*, щоб вмикати додатковий шкідний простір *v*. Отвір *k* зроблений для того. щоб виймати боввани з виливка і він заглушений затичкою; до отвору *n* ставиться продувний ґрант *e* — для індикаторного ґранта.

Подібні конструкції покришок застосовують і в багатьох непрямотечійних сучасних машинах (див. таблиці *V*, *VII*, *XIII* та *XIV* наприкінці книги).

Парові обгортки циліндрів звичайно роблять у кільцевій порожнині між стінками циліндра та втисненим у нього утулком. Парова обгортка прямо-



Фіг. 382. Циліндер поземої парової машини з хлипаковим пароросподілом.

течійної машини показана на фіг. 266; вона захоплює лише частини циліндра, що стикаються з гострою парою.

У машинах тандем циліндри злучаються між собою за допомогою так званого ліхтаря, приклад конструкції якого подано на фіг. 386. У ліхтарі розміщений утулок, що підтримує й напрямляє толоковий тягель. Ліхтар повинен бути дуже точно центрований відносно циліндрів і мати такі розміри, щоб через нього могли пройти покришки циліндра.

Дуже цікава конструкція коротких тандем-машин, в яких злучного ліхтаря немає, і циліндри відокремлюються один від одного спільною проміжною покришкою. Машину такого типу описано в частині *IX* (табл. *IV*), а тут ми наводимо рисунок парових циліндрів її (фіг. 387). Обидва циліндри являють собою один виливок. Ц. в. т. злучений із ковзулями машини, ц. н. т. має лапи, що спираються на фундамент. Впускні хлипаки малого циліндра розташовано знизу, великого — вгорі.

Складний виливок циліндра компенсується простотою та компактністю машини в цілому.

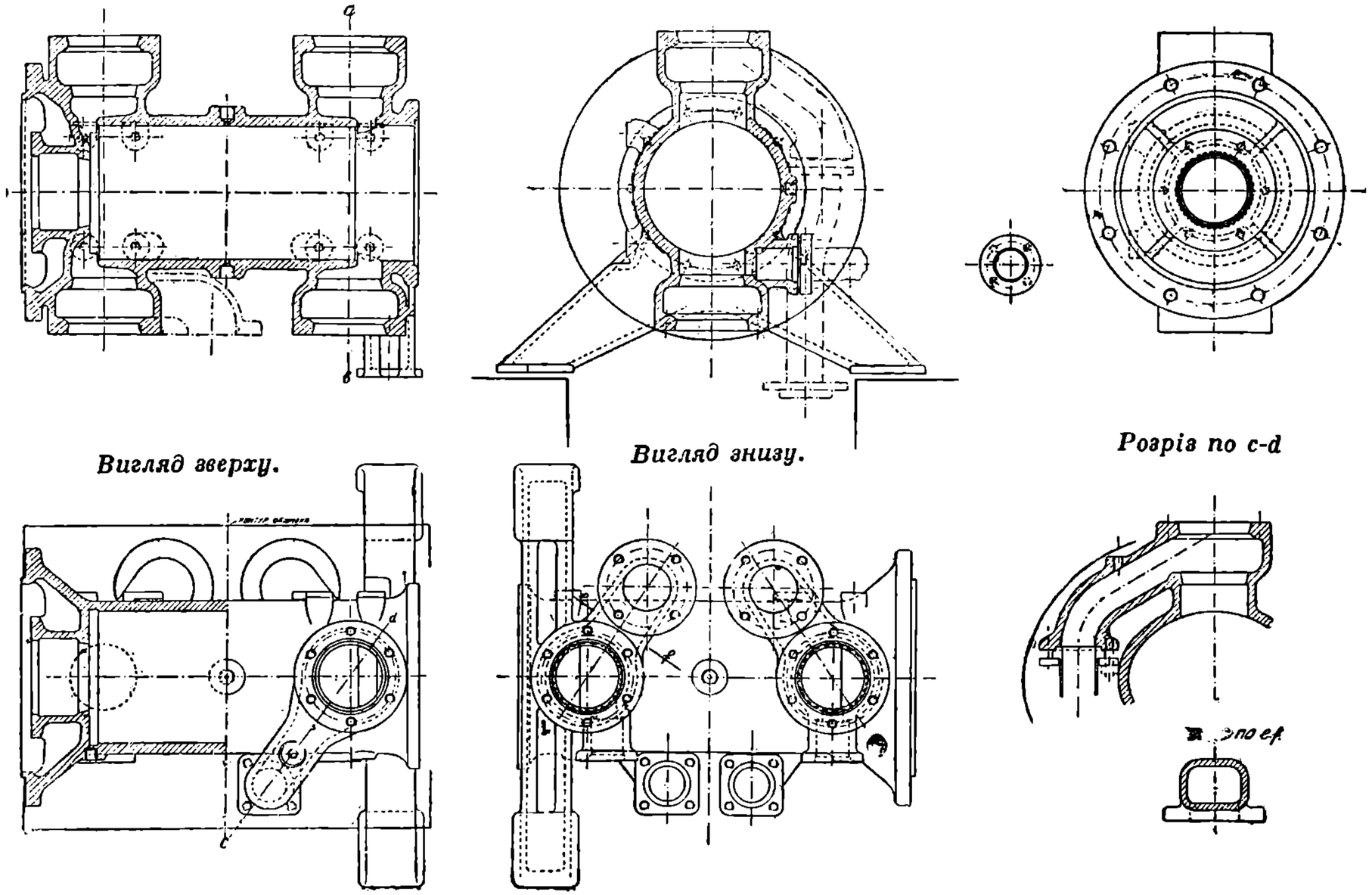
Арматура циліндра є : продувні ґранти, розміщені в найнижчих місцях кожної з порожнин, індикаторні ґранти, за допомогою яких прилучаються індикатори, забезпечні хлипаки (у хлипакових машинах їх часто немає), циліндричні мазнички для мастіння з двома ґрантами, або штуцери подавати мастило під тиском.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Розріз по a-b

Вигляд спереду.

Вигляд спересду.



Вигляд зверху.

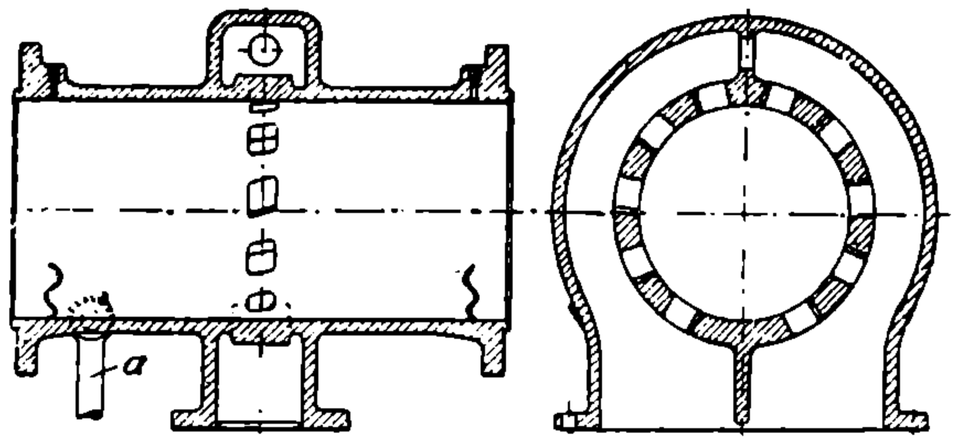
Вигляд знизу.

Розріз по c-d

Фіг. 383. Паровой циліндер хлипакової машини виробні «Wumag» (Gorlitz).

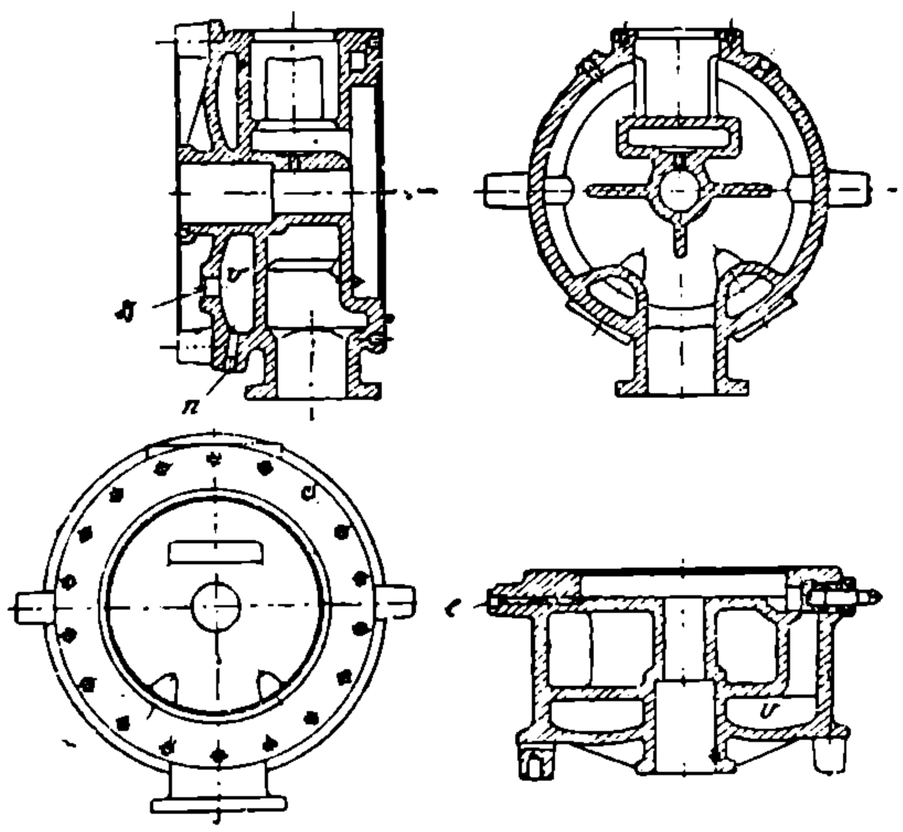
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Під час конструктування циліндра особливу увагу слід звертати на простоту виливання, плавкість переходів, постійність товщини стінки. У всякий спосіб слід уникати значного скупчування матеріялу біля крис або в місцях



Фіг. 384. Циліндер прямотечійної машини.

злуки з хлипаковими коробками. Стінок останніх краще не виливати разом із крисами циліндра. Поздовжних рубів на зовнішній поверхні циліндра не роблять. Тепер також рідко вживають і поперечних (кільцевих) ребер.



Фіг. 385. Покришка парового циліндра прямотечійної машини.

Товщину стінок циліндра машин середнього тиску визначають з емпіричної формули

$$\delta = \frac{D}{40} + 1{,}5 \text{ см} \tag{94}$$

(де D — діяметр циліндра в см).

Під час сторчового виливання циліндрів (краща якість матеріялу), а також для циліндрів сторчових машин товщину стінки можна взяти на 10—20% меншу.

У машинах високого тиску слід перевірити напругу стінки за формулою

$$k_z = \frac{Dp_1}{2\delta}, \tag{95}$$

при чому k_z не повинно перебільшувати $100 \div 150$ кг/см² для чавунного литва, $250 \div 350$ кг/см² — для стального литва.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Товщину стінки обгортки (зовнішньої) беруть

$$\delta_1 = (0{,}9 \div 0{,}8)\ \delta$$

Товщину стінок сувакової та хлипакової коробок

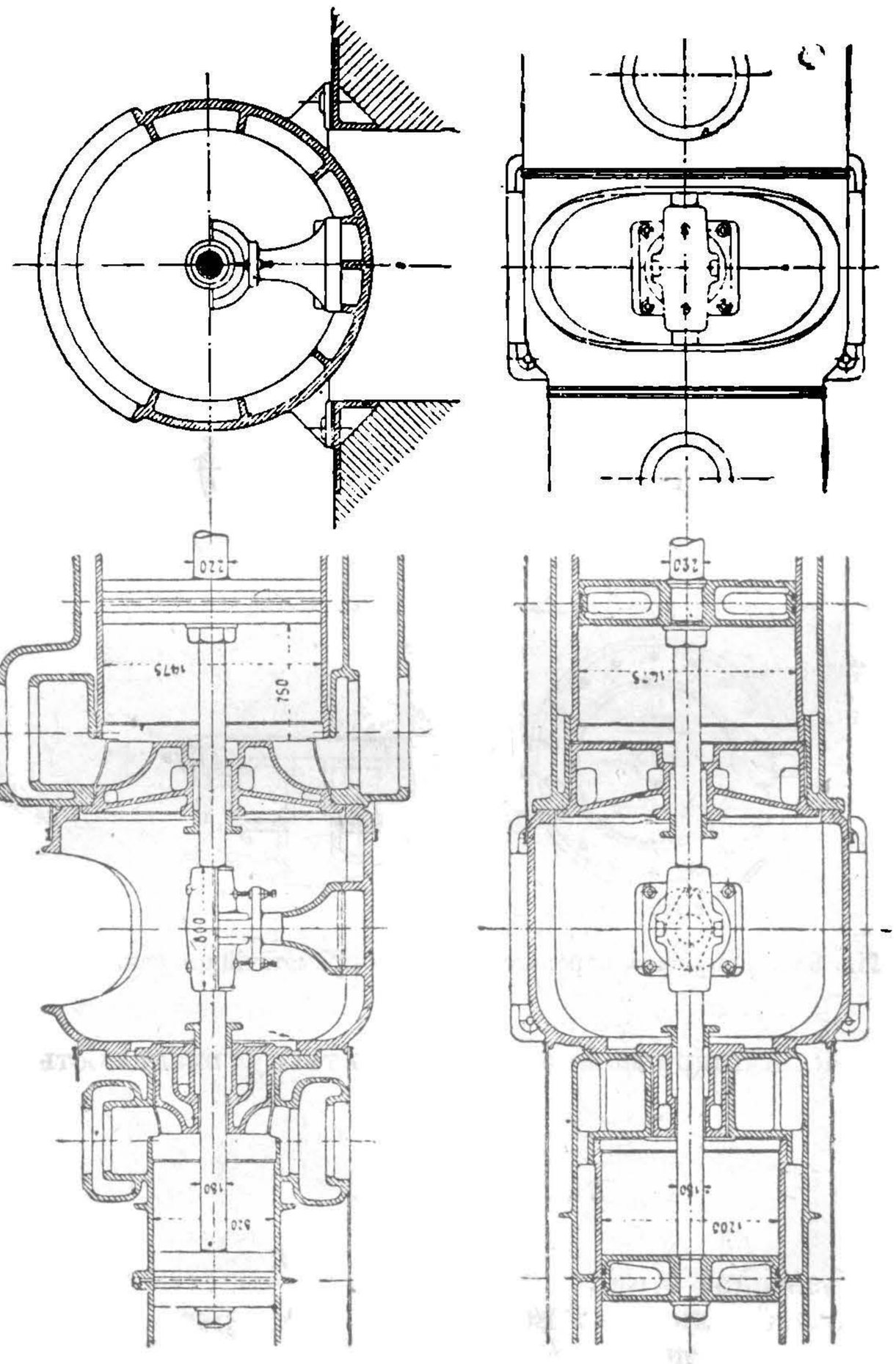
$$\delta_2 = (0{,}8 \div 0{,}7)\ \delta$$

Криси циліндра робиться завтовшки

$$s = (1{,}4 \div 1{,}5)\ \delta$$

Криси сувакової коробки

$$s_1 = (1{,}4 \div 1{,}5)\ \delta$$



Фіг. 386. Зливний ківтар тандем - машин.

Число прогоничів для покришок циліндра вибирають:

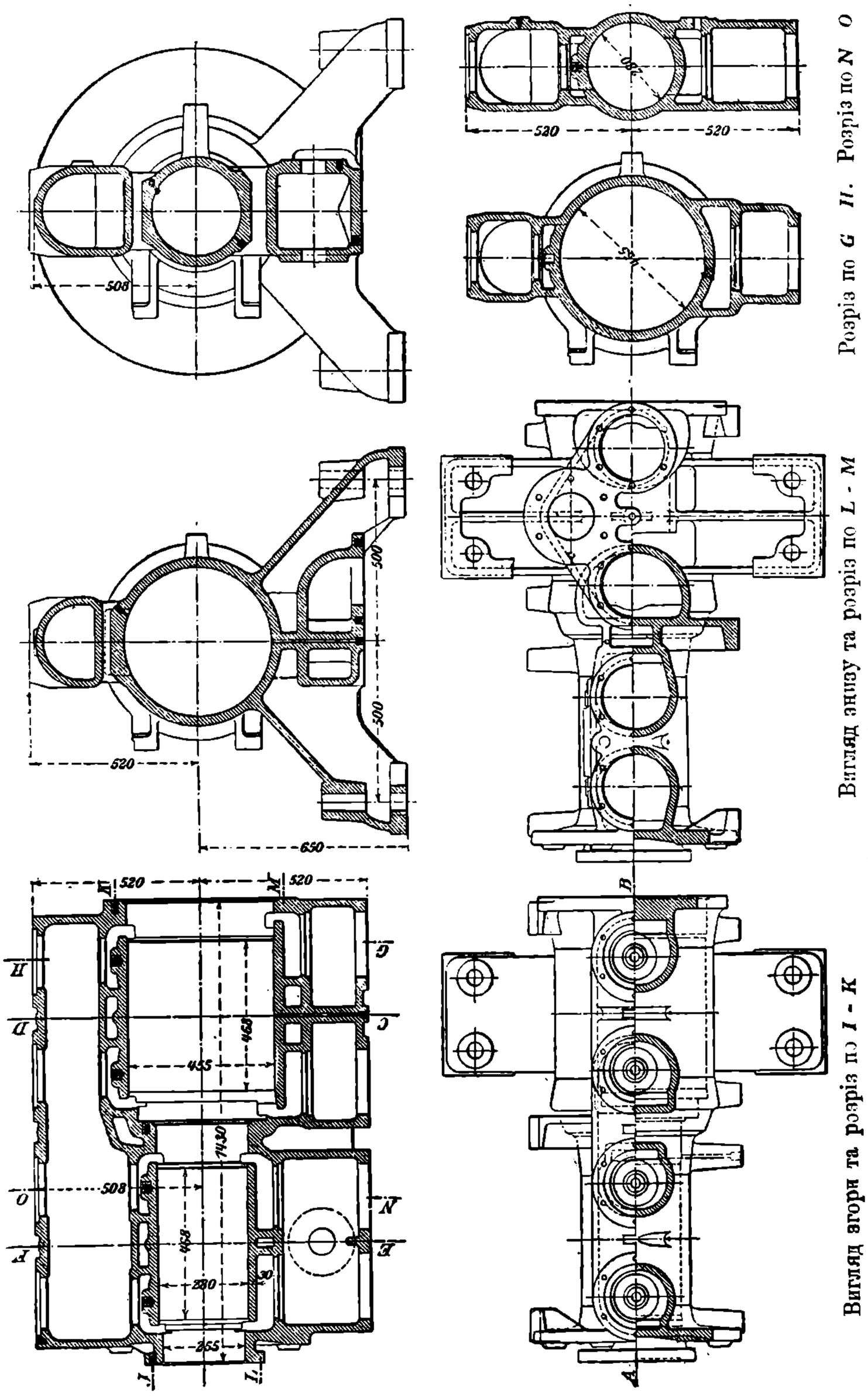
$$i = \frac{D}{8} + 4;\ (D \text{ — у см.})$$

При цьому відстань між прогоничами повинна бути не більша за 15 см,

НБ УДУНТ (ДШТ)

Діяметр прогоничів розраховується на розтяг, до того ж допускну напругу, з огляду на особливу відповідальність цих прогоничів та значне затягання їх, якого не можна обрахувати, беруть

$$k_z \leqslant 300 \text{ кг/см}^2$$



Вигляд знизу та розріз по *L - M*

Розріз по *G H*. Розріз по *N O*

Вигляд згори та розріз по *I - K*

Фіг. 387. Парові циліндри лентівської тендем - машини коротког типу.

Щоб вибирати діяметр прогоничів, можна користатися з емпіричної формули

$$d = a\sqrt{\frac{P}{i}} + 0{,}5 \text{ см}$$

НБ УДУНТ (ДШТ)

де P — сила тиску пари на покришку, $a = 0{,}045$ при стараннім обробіткові крис та м'якій переліжці між ними, $a = 0{,}055$ при не такому старанному обробітку та твердій переліжці. Визначений за цією формулою діяметр прогонича все таки слід перевірити на розтяг (безумовно, користаючись при цьому внутрішнім діяметром різі). Із суто практичних міркувань не слід ставити прогоничів із діяметром меншим за $^7/_8''$ і більшим за $1^1/_4''$.

Довжина тертьової частини циліндра

$$l = H + b - 2u,$$

де H — перебіг толока,

b — ширина толока між краями кілець (див. фіг. 402),

u — звисок кільця з робочої поверхні циліндра при мертвому положенні толока.

Величину u визначають із формули

$$u \leqq 0{,}15 \frac{h}{p_1 - 1} \text{ см}, \qquad (96)$$

де h — ширина толокового кільця в см (фіг. 406),

p_1 — тиск пари під час впуску в ата.

Іноді звиску кілець не роблять, побоюючись стиску їх гострою парою під час мертвого положення толока.

Люз між покришкою циліндра та толоком роблять

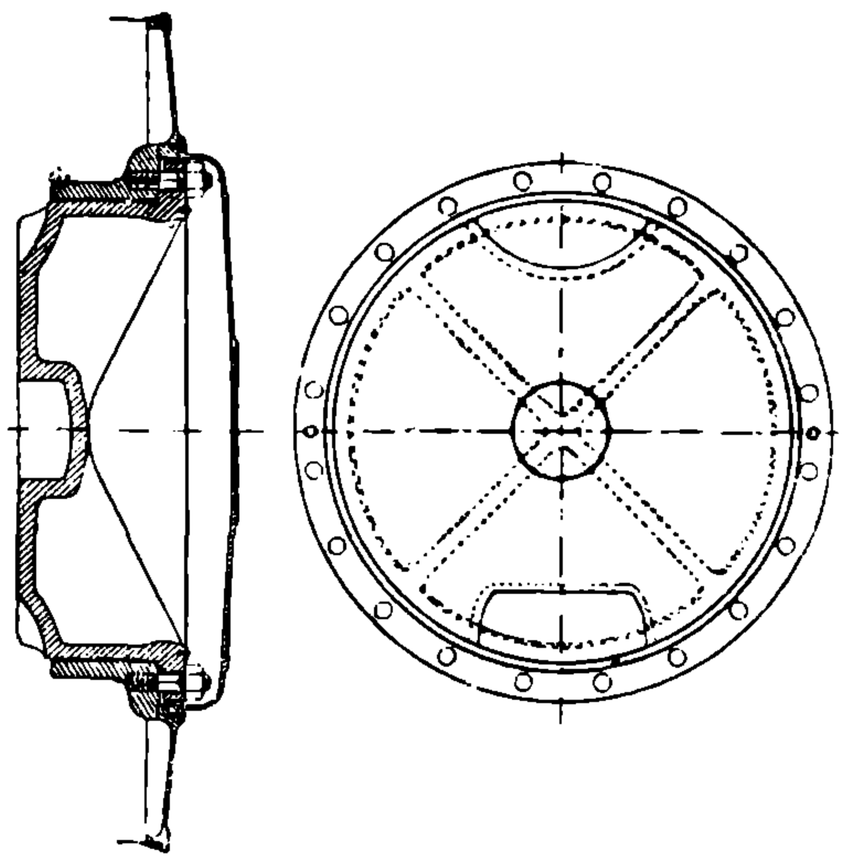
$$k = 0{,}002\,H + 0{,}3 \text{ см} \qquad (97)$$

тому, вся довжина циліндра між покришками

$$l_1 = H + b_1 + 2k,$$

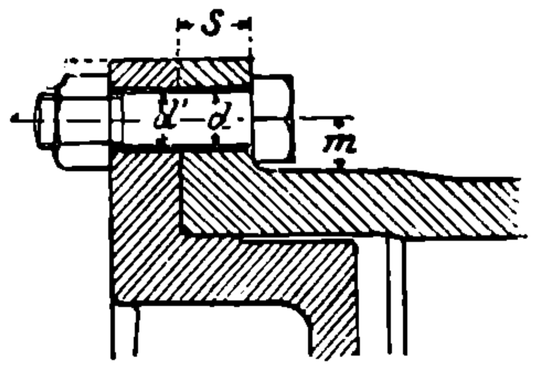
де b_1 — вся ширина толока.

Перекрій упускних та випускних патрубків розраховують на швидкість пари в 1,3 ÷ 1,5 разів меншу, ніж у пароподільчих органах. Під час роботи на конденсатор бажано мати швидкість випускання не більшу за 20 м/сек.



Фіг. 388. Задня покришка циліндра.

Покришки парового циліндра роблять обрисового перекрою, і для міцности вони мають ребра. Конструкцію задньої покришки показано на фіг. 388. Ця покришка має обшивку, що звичайно являє собою не дуже товсте чавунне днище. Передню покришку конструктують різно і здебільшого вона має діяметр менший, ніж задня. У раціональних конструкціях передня покришка повинна вийматися або всередину циліндра, або між ковзулями. Не такі вдалі конструкції, в яких покришка затиснута між крисами циліндра та ковзулями; це втруднює огляд та ремонт машини.



Фіг. 389. Злучання покришки з циліндром за допомогою прогоничів.

Товщину стінок покришки визначають із формули:

$$\delta_0 = \frac{D_1}{2}\sqrt{\frac{p_1 - 1}{k_b}} \text{ см}, \qquad (98)$$

де D_1 — діяметр покришки, який визначає тиск пари,

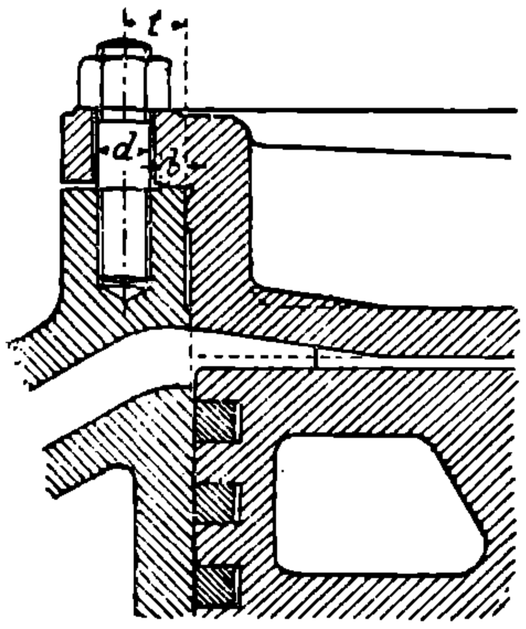
k_b — допускна напруга на згин, що не повинна перевищувати 300 кг/см^2

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подвійні порожнисті покришки розраховують за тими самими формулами, що й толоки такої самої конструкції (див. форм. 102 в дальшому параграфі).

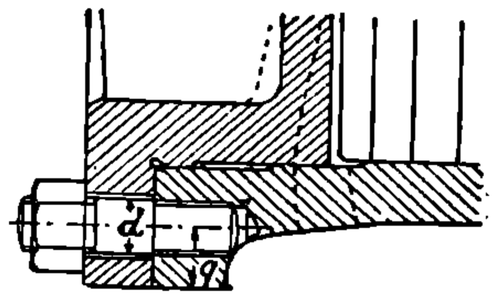
Особливу увагу слід звернути на конструкцію злуки покришки з циліндром. Такий спосіб злуки, як на фіг. 389, не можна визнати за вдалий, бо в люзі між покришкою та циліндром будуть зайві шкідні поверхні.

Доцільнішими будуть конструкції, як на фіг. 390 та 391, в яких діяметр циліндричної поверхні покришки з унутрішнього боку менший, ніж зокола; це полегшує припасовування покришки.



Фіг. 390. Злучання покришки з циліндром за допомогою шпильок.

Розмір m на фіг. 389 вибирають лише трохи більший за відстань між гранями голівки прогонича, щоб не дати прогоничеві обертатися. Величину n беруть не меншу як $d + 2$ мм. Діяметр дірки для прогонича $d' = 1{,}08\,d + 0{,}5$ м.



Фіг. 391. Злучання покришки з циліндром за допомогою шпильок.

Ширину опорної поверхні на фіг 390 вибирають.

$$b = 0{,}01\,D + 0{,}8 \text{ см}$$

для циліндрів високого тиску,

$$b = 0{,}006\,D + 0{,}8 \text{ см}$$

для циліндрів низького тиску.

Розмір t звичайно становить

$$t \geqslant b + 0{,}6\,d + 0{,}1 \text{ см}$$

$$q \geqslant d + 0{,}4 \text{ см}$$

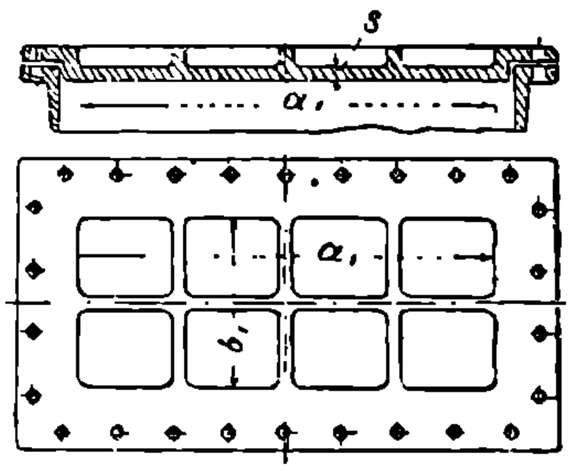
(див. фіг. 391)

Довжина різі на зашрубку, вгвинченому в тіло циліндра, повинна становити $(1{,}3 \div 1{,}7)\,d$, глибина дірки — ще на $0{,}2d$ більша. Дірки для зашрубків ні в якому разі не повинні сполучатися з паровищем. Якщо товщина стінки не достатня, проти дірок можна зробити місцеві приливки — набки півкульової форми.

Плоскі покришки сувакових коробок (фіг. 392) розраховують за формулою:

$$s = 0{,}5\,b_1 \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2} \cdot \frac{p_1 - 1}{k_b}} \text{ см} \qquad (99)$$

Величини a_1 та b_1 (у см) мають зазначені на рисунку вартості. Напругу k допускають не більшу за 300 кг/см².



Фіг. 392. Покришка сувакової коробки.

§ 123. Защільники

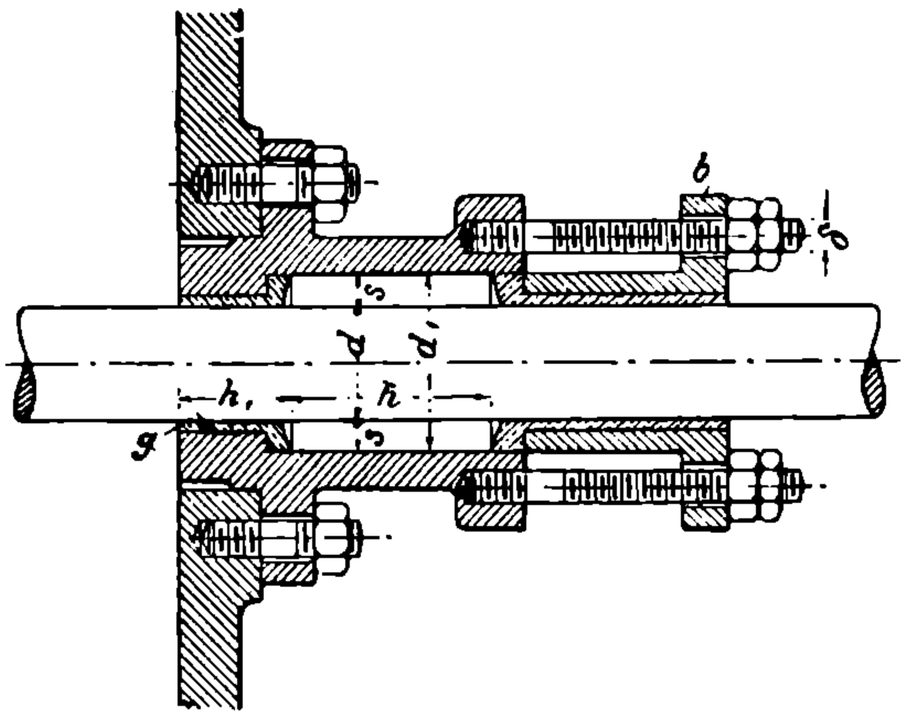
У покришках парового циліндра, через який проходить толоковий тягель, роблять защільники, що призначені не давати парі витікати назовні.

Защільники складаються в основному з трьох частин (фіг. 393): грундбукси (заввишки в h_1), щільниці (заввишки в h) та натискного утулка.

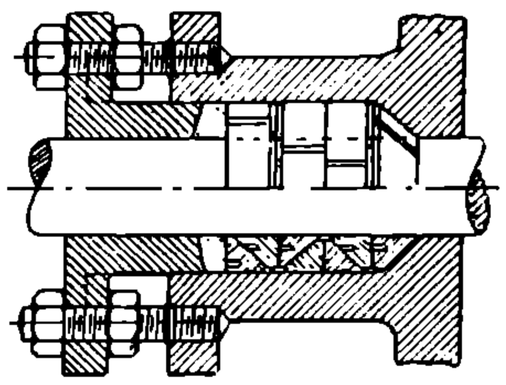
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Щільницю робиться або м'яку (коноплі, азбест), або металеву (з чавунних кілець або із спеціяльних стопів).

Защільник ні в якому разі не повинен бути підтримкою толокового тягеля. Матеріял та спосіб виготовляння частин защільника повинен бути такий, щоб толокове било зазнавало мінімального спрацьовування. Для цього й тягель роблять із твердої сталі й шліфують по поверхні



Фіг. 393. Защільник з м'якою щільницею.



Фіг. 394. Защільник з «нерухомою» металевою щільницею.

Конструкцію найпростішого защільника з м'якою щільницею показано на фіг. 393. Розміри, зазначені на рисунку, беруть:

$$s = 0{,}65\sqrt{d} \div 0{,}8\sqrt{d}$$

$$d_1 = d + 2s$$

$$h \geqslant d_1$$

$$h_1 = 0{,}5d \div d$$

Діяметр прогоничів δ беруть не менший за $^1/_2$" Число прогоничів звичайно 2 — 3.

Натискний утулок часто конструктують так, щоб під час підтягання його не було перекошування; для цього або роблять спеціяльні напрямиці в покришці циліндра, або прогоничі підтягають одночасно за допомогою трибового колеса, яке зчіпляється з шестернями, надягненими на прогоничі, і які відограють ролю мутр.

На сьогодні найчастіше вживають металевих щільниць для защільників, бо вони стійкіші в роботі. Така щільниця конче потрібна тоді, коли роблять перегрітою парою. За приклад може бути конструкція, що подана на фіг. 394. Щільниця складається з розрізаних (на дві частини) кілець трапезуватого перекрою, які притискають до тягеля та до корпусу щільниці. Внутрішні кільця (що прилягають до тягеля) робляться із бабіту[1], зовнішні з мосяжу або чавуну. Між половинками кільця залишається люзу 1,5 ÷ 6 мм. Стики кілець зсунуті один відносно одного.

Число кілець залежить від тиску пари й становить 2 ÷ 3 у циліндрах низького тиску, 4 ÷ 6 — у циліндрах високого тиску.

Переднє кільце (на рисунку ліворуч) роблять із м'якого дерева. Дірки з різзю у кожному з кілець призначені для того, щоб витягати їх.

Обидві описані конструкції защільників належать до так званих защільників з нерухомою щільницею. Ущільнення в них доходять натиском переднього утулка.

Об'єм простору, потрібний для щільниць цього типу, при середніх тисках пари (не більший за 12 атм) можна визначити за графіком на фіг. 395.

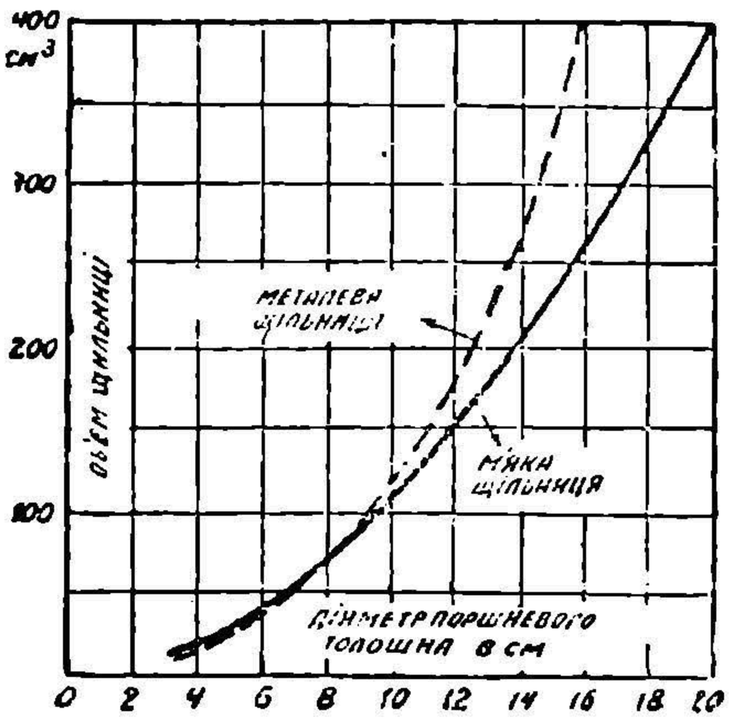
---

[1] Склад для пасиченої пари: олива—80%, цини—12 ÷ 18%, антимону—8 ÷ 2%, для перегрітої пари: олива 80%, антимону—20%.

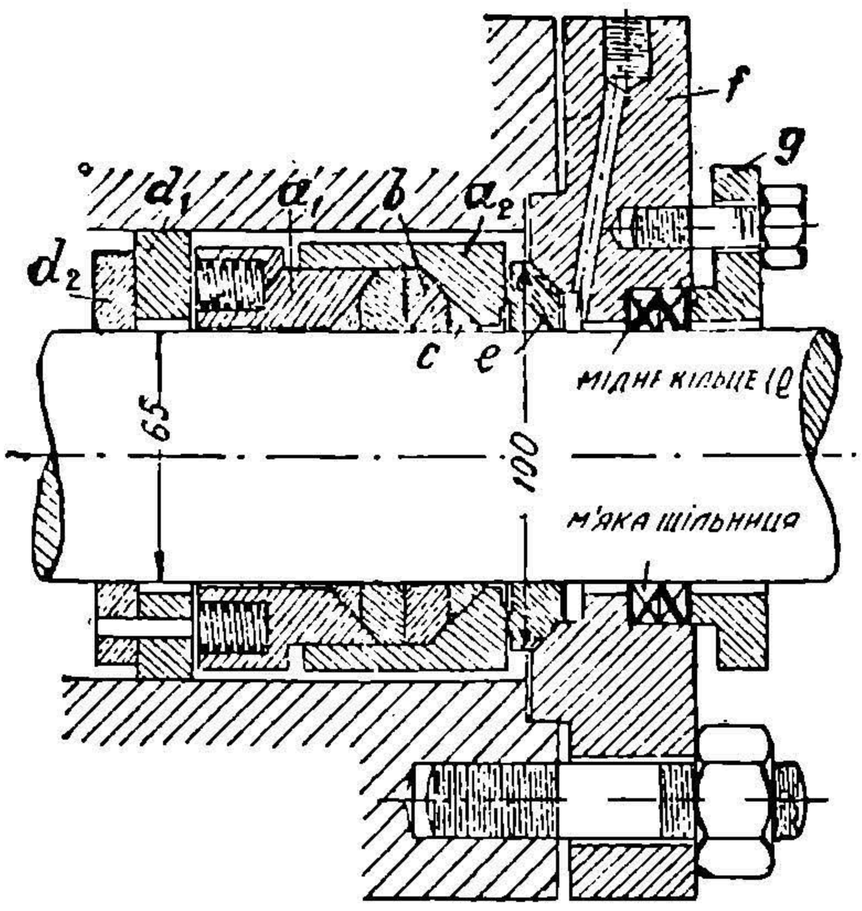
НБ УДУНТ (ДІТ)

Для того, щоб щільниця защільника могла, не спрацьовуючись, іти за викривленнями толокового тягеля, доцільно конструктувати її у вигляді р у х о м и х металевих кілець.

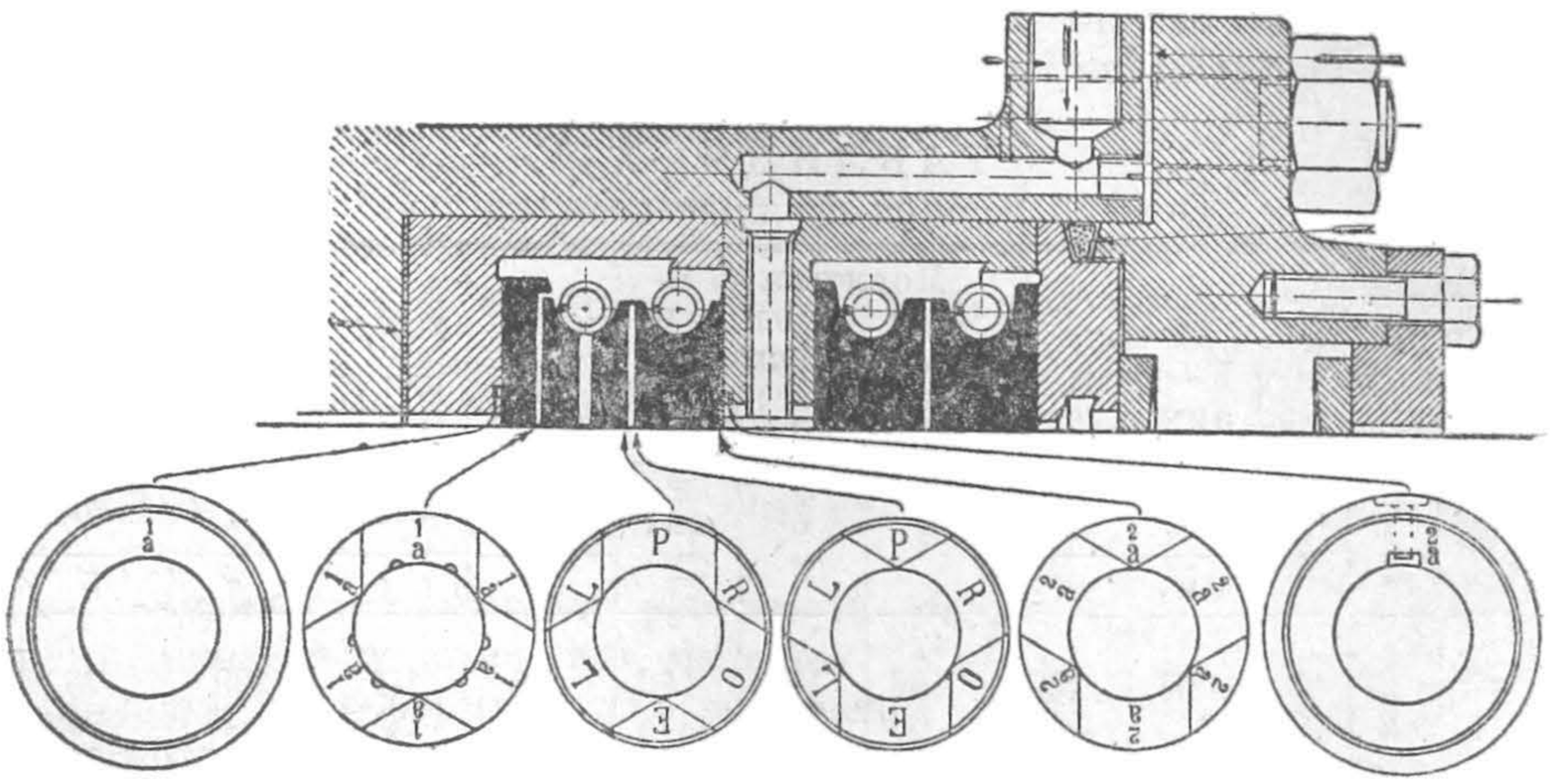
За приклад такої щільниці для циліндрів низького тиску може бути фіг. 396. Щільниця складається з поділених (з двох половинок) кілець червоної міді, b та c, що містяться між кільцями a_2 та a_1. У дірках останнього розміщено пружинки (з діяметром у 10 мм, дроту в 1,8 мм завтовшки), що упираються в ґрундбукшу d_2 за допомогою кільця d_1. Кільце e з кульовою поверхнею щільно пришліфоване до внутрішньої та бічних поверхень. Натискний утулок g стискає м'яку щільницю між двома мідними кільцями.



Фіг. 395. Об'єм простору, що займає «нерухома» щільниця защільника, у функції діяметра толокового тягеля.



Фіг. 396. Рухома металева щільниця виробні A. Borsig (Berlin): 1) мідне кільце; 2) м'яка щільниця.

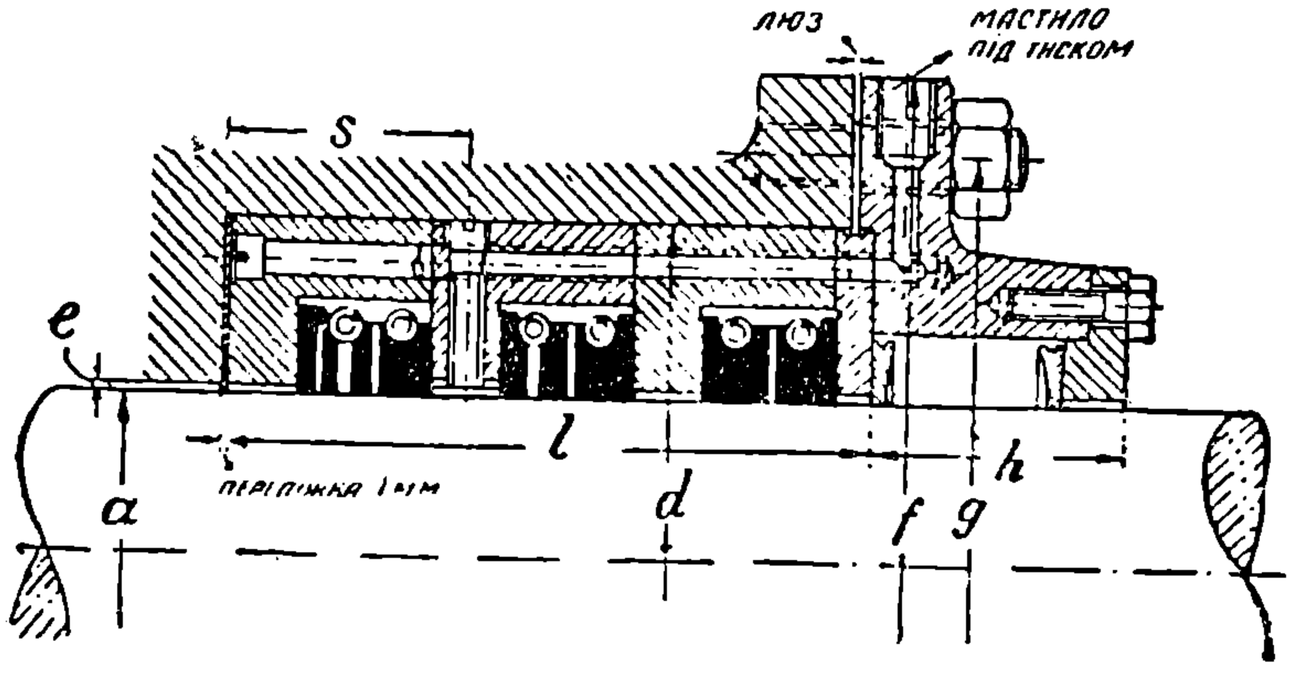


Фіг. 397. Преллівський защільник.

На фіг. 397 виображений надзвичайно поширений преллівський защільник. Він складається з кількох камер (на рисунку двох), утворених кільцями $Г$ —подібного перекрою, які щільно пришліфовані одно до одного й до покришки циліндра. У камерах міститься по двоє чавунних кілець, кожне з яких скла-

НБ УДУНТ (ДІТ)

дається з шести частин; лінії розрізу кілець показані на рисунку. Кільця точно пришліфовані до толокового тягеля й стягнуті на зовнішній поверхні спіральною пружиною. Вони точно припасовані одно до одного також і бічними по-



Фіг. 398. Преллівський защільник: 1) мастіння під тиском; 2) переліжка в 1 мм.

верхнями, так що аксіяльних люзів тут немає. Зате під час прогинання толокового тягеля кільця можуть переміщатися в радіяльному напрямі.

Мастило підводиться отворами між обома камерами. З переднього боку закладають м'яку щільницю.

Робота защільника базується на принципі лябіринту: пара, просмоктуючись між кільцями, поступово втрачає свій тиск; швидкість пари, а значить кількість її буде то менша, що більше число камер. Останніх, залежно від тиску пари та діяметра толокового тягеля вибирають від однієї до п'яти.

На фіг. 398 виображено конструкцію преллівського защільника, що складається з трьох камер: *Г* — подібні кільця стягнуті ґвинтом, уґвинченим в передню покришку защільника. Така конструкція надзвичайно полегшує розбирання та огляд частин защільника, який в складеному вигляді легко витягається з покришки циліндра.

У таблиці *XIV* зазначені розміри защільника, відзначені на фіг. 398, але які стосуються також (за винятком розміру *d*) і фіг. 397

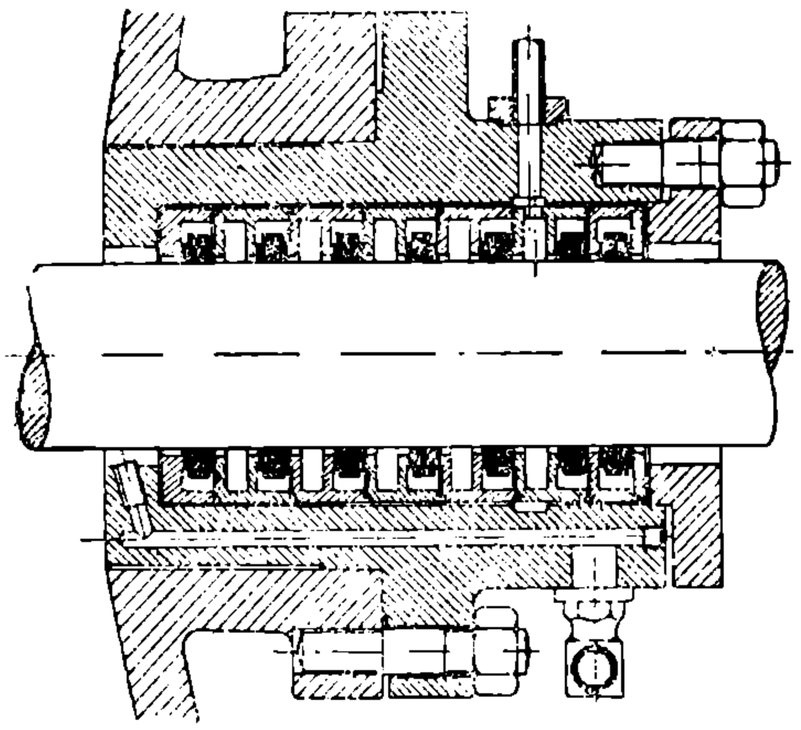
ТАБЛИЦЯ XIV

Основні розміри преллівських защільників

Діяметр толокового тягеля	Число камер при тиску пари меншім за			Зовнішній діяметр Г—подібних кілець		Довжина комплекта защільних кілець при тискові пари меншім за			Радіяльний люз толокового тягеля.	Діяметр передньої покришки	Діяметр окр. дірок для прогоничів	Вишина передньої покришки	Відділення до мастильного каналу
	3 ата	11 ата	14 ата	фіг. 397	фіг. 398	3 ата	11 ата	14 ата					
a				*l*	*d*				*e*	*f*	*g*	*h*	*s*
30	1	2	3	95	120	60	110	160	1,5	165	130	70	69
50	1	2	3	115	140	66	122	178	2	200	160	70	67
75	1	2	3	150	180	71	131	191	2	255	210	85	71
100	2	3	3	180	210	139	139	203	2,5	305	255	95	76
125	3	4	4	210	240	152	222	292	2,5	340	285	105	83
150	3	4	4	240	270	157	229	301	3	380	320	110	85
175	3	4	4	270	305	186	272	358	3	415	355	125	102
200	3	4	5	295	330	302	398	494	3,5	450	385	125	115
225	4	5	5	330	370	378	498	618	3,5	500	430	135	145
245	4	5	5	335	395	410	540	670	3,5	530	455	140	158

НБ УДУНТ (ДІТ)

За лабіринтовим принципом побудовано також лентцівський защільник, зображений на фіг. 399. Тут у низці камер поміщені нерозрізні чавунні кільця, що з мінімальним люзом прилягають до бічних стінок камер. Дуже старанно пришліфовують кільця до толокового тягеля якнайменшим люзом, потрібним лише для того, щоб запобігти тертю.



Фіг. 399. Лентцівський защільник.

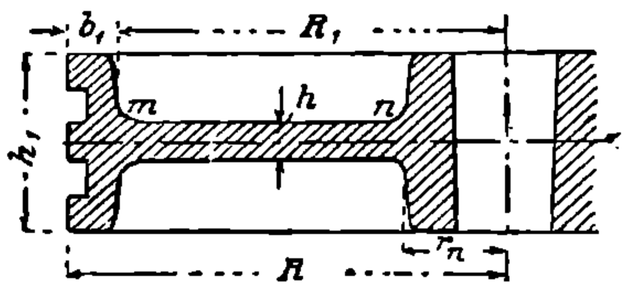
Згори до защільника підводиться мастило; пара, що просочилася, та конденсувалася, відводиться трубкою знизу.

Лентцівські защільники, не дивлячись на дорожнечу їхнього виготовлення, дуже поширені, особливо в сторчових машинах, де вони не зазнають однобічного спрацьовування, як це буває в поземих машинах.

§ 124. Толок

Діяметр тіла толока роблять звичайно менший за діяметр циліндра на $\frac{1}{600} D$; при малих діяметрах ця різниця повинна становити не менше за 0,5 мм.

Якщо толок має наскрізне толочилно, то вагу толока та тягеля сприймають опорні поверхні ковзанця та заднього поковзня. Толок ніби висить у циліндрі і, коли прогин тягеля малий, не торкається стінок. У такий самий спосіб толок працює в сторчових машинах. Коли немає наскрізного толочилна (а іноді, коли воно є, але з великим прогином), толок лежить своєю спідньою поверхнею на стінці циліндра. Щоб не викривляти

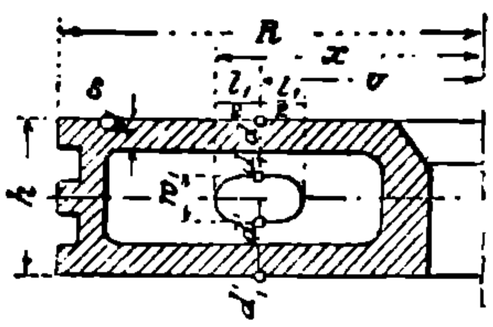


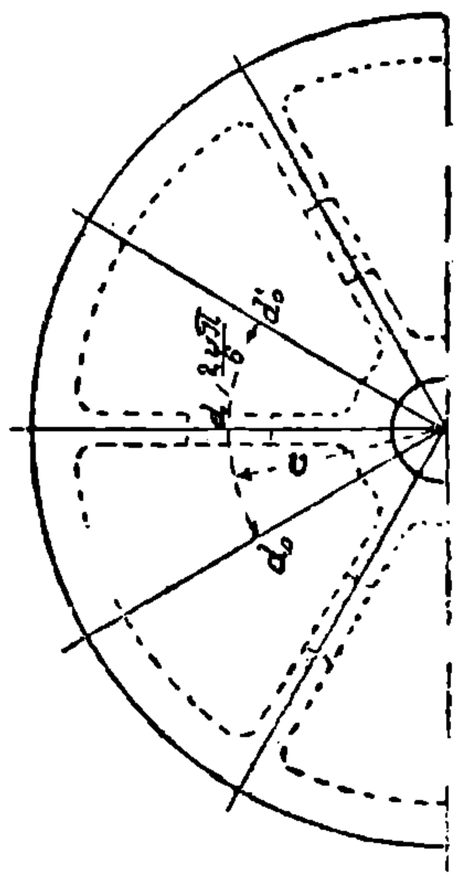
Фіг. 400. Кружаловий толок.

толокового тягеля, у цих випадках отвір для тягеля розточують на величину x вище від центра толока, де x — половина різниці діяметрів циліндра та толока.

Схематичні рисунки толоків двох основних типів подано на фіг. 400 та 401.

Толок першого типу звичайно роблять із сталі і його часто вживають у сторчових машинах. Пфляйдерер[1] пропонує таку формулу для визначення найбільшої напруги в цьому толокові:





Фіг. 401. Порожнистий толок.

$$\sigma b = \frac{(p_1 - p_2)}{h^2}(R_1 - r_n)\left[11{,}5\frac{R_1^2}{16r_n + 0{,}1\frac{R_1^2}{r_n}} + 0{,}52\frac{R^2 - R_1^2}{0{,}2R_1 + r}\right] \quad (100)$$

[1] Z. d. V. d. J. 1910 p., стор. 317.

НБ УДУНТ (ДІТ)

p_1 — у цій формулі означає абсолютний тиск гострої пари, p_2 — спрацьованої, решта величин відповідає позначенням на фіг. 400.

Напруга δ_b не повинна перевищувати для стального литва 350 кг/см², для кованої сталі — 500 кг/см². Для спеціяльних ґатунків сталі, безумовно, можуть бути допущені вищі напруги.

Користаючись цією формулою конче треба мати на увазі, що середній діяметр толокового утулка повинен становити не менше за 1,6 діяметра отвору для тягеля і товщина b_1 повинна бути не меншою за 0,8 h.

Для попередніх підрахунків Ґрасман пропонує користатися такими формулами:

$$\left.\begin{aligned} h &= \frac{D}{10}\sqrt{\frac{50\,(p_1 - p_2)}{\sigma_b}}, \text{ коли } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{3} \\ h &= \frac{D}{10}\sqrt{\frac{80\,(p_1 - p_2)}{\sigma_b}}, \text{ коли } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{4} \end{aligned}\right\} \quad (101)$$

де D — діяметр толока, $D_n = 2r_n$. Усі розміри в см.

Для порожнистого чавунового толока із внутрішніми ребрами, як на фіг. 401, Пфляйдерер запропонував формулу, що визначає максимальну напругу:

$$\sigma = \frac{h}{2}\frac{M_b}{J} + P_s\frac{l_1}{4}\left(\frac{1}{nf} + \frac{a - \frac{w_1}{2}}{J_1}\right) \quad (102)$$

Тут означають:

J — момент інерції випрямленого перекрою за $d_o d_o'$ (відповідно $dd_1 d' d_1'$) між променями, що поділяють пополовині кути між ребрами;

J_1 — момент інерції ⊥ — подібного перекрою dd_1, або $d'_1 d'$, себто верхньої або нижньої частини вищезазначеного перекрою для J;

$2a$ — відстань між центрами ваги цих останніх перекроїв (для J_1);

f — площа кожного з цих перекроїв;

$P_s = \frac{\pi}{n}(R^2 - v^2)\,(p_1 - p_2)$,,

n — число ребер;

$M_b = (p_1 - p_2)\,\frac{\pi}{3n}\,(R - x)^2\,(2R + x)$

Решту величин виображено на рисунку. Напруга σ не повинна перевищувати для чавуну 200 кг/см².

Число ребер повинно бути не менше за $4 \div 6$. Діяметр утулка повинен бути не менший за 1,5 діяметра дірки.

Трохи простіше, але зате так точно, можна визначити потрібну товщину стінки толока за формулою

$$s = \frac{d_x}{2}\sqrt{\frac{p_1 - 1}{\sigma_b}}, \quad (103)$$

де d_x — діяметр кола, що площею приблизно дорівнює частині стінки толока між двома ребрами.

Толоки малого діяметра (до 300 мм у ц. в. т., до 400 мм. у ц. н. т., роблять ноді порожнисті без ребер. Найбільшу товщину стінки цих толоків (біля утулка) Ґрасман пропонує визначати за формулами:

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{D}{10}\sqrt{\frac{25\,(p_1 - p_2)}{\sigma_b}}, \text{ коли } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{3} \\ s &= \frac{D}{10}\sqrt{\frac{40\,(p_1 - p_2)}{\sigma_b}}, \text{ коли } \frac{D_n}{D} = \frac{1}{4} \end{aligned}\right\} \quad (104)$$

D_n у цих формулах означає діяметр утулка.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

До периферії товщина стінки цих толоків звичайно поступово меншає.

Незалежно від вищенаведених формул, товщина стінки порожнистого толока (ребрами або без них) повинна бути не менша за 0,012 D + 8 мм і не більша за

$$\frac{D}{100}\sqrt{p_1 - p_2 + 2} + 10 \text{ мм}$$

(D — у мм). В разі перевищення за розрахунком на міцність останньої величини слід збільшити число ребер або перейти на міцніший матеріял.

Мінімальна вишина порожнистого чавунного толока з ребрами за Ґрасманом повинна становити

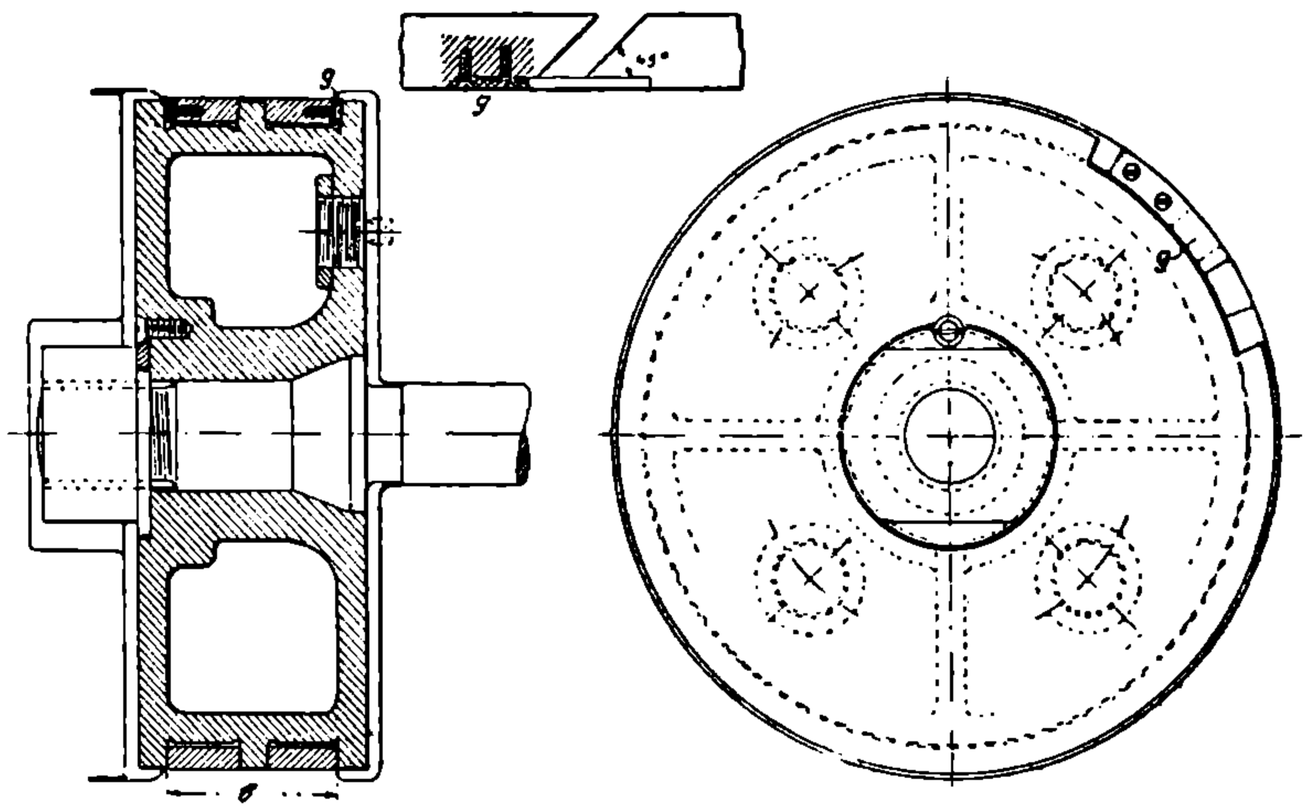
$$h = \frac{D}{10}\sqrt{p_1 - p_2 + 2},$$

такого самого толока, але без ребер:

$$h = \frac{D}{8}\sqrt{p_1 - p_2 + 2}$$

Проте, здебільшого вишину толока розраховують із величини питомого тиску на стінку циліндра, допускаючи останній у 0,3 ÷ 0,5 кг/см². За величину опорної поверхні беруть здобуток із довжини дуги, що дорівнює $\frac{3}{4} D$, на вишину толока, віднявши ширину канавок для толокових кілець, бо останні не сприймають ваги толока.

Найпростішу конструкцію толока показано на фіг. 402. Щоб виймати після виливання боввана, толок має чотири дірки, заткнутих вашрубками на різі[1]. Мутра толокового тягеля має стопорний ґвинт, який запобігає відґвинчування. Замок толокових кілець зроблено косий, і щоб не просисалася пара, він прикритий платівкою g.

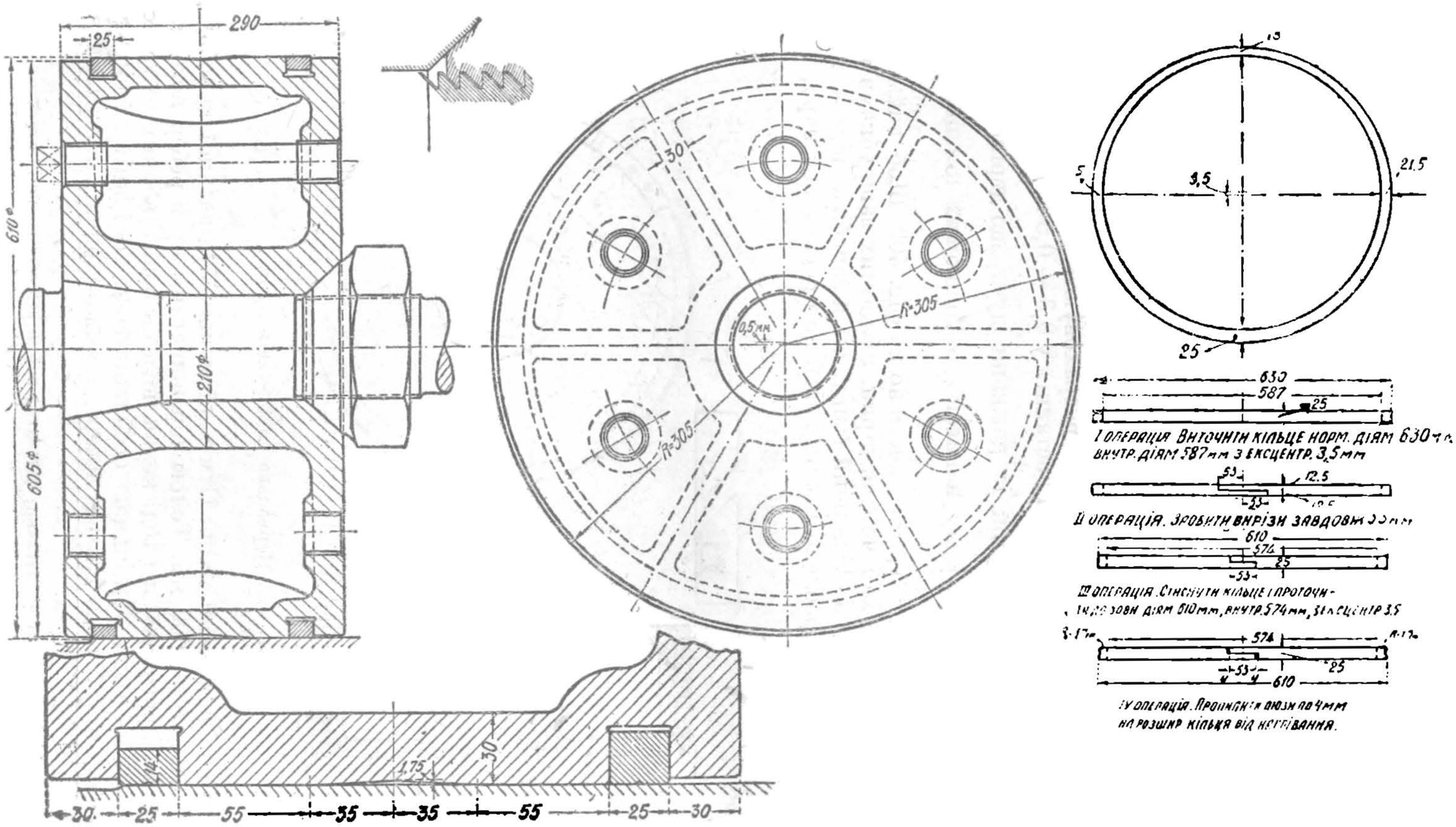


Фіг. 402. Нормальна конструкція толока.

На фіг. 403 виображений толок Сумської машинобудівельної виробні для машини D = 610, H = 1000 мм. Толок порожнистий і крім ребер його вкріплено ще шістьма црогоничами і тоді немає потреби в спеціяльних отворах для виймання бовванної землі. Доцільною особливістю конструкції толока є широкий рівчачок завглибши до 1,75 мм посередині циліндричної поверхні толока.

[1] У місцях, де зроблені дірки на затички, підсильні набки втворюють одне ціле з тілом толока; на рисунку їх помилково виображено в вигляді окремих шайб.

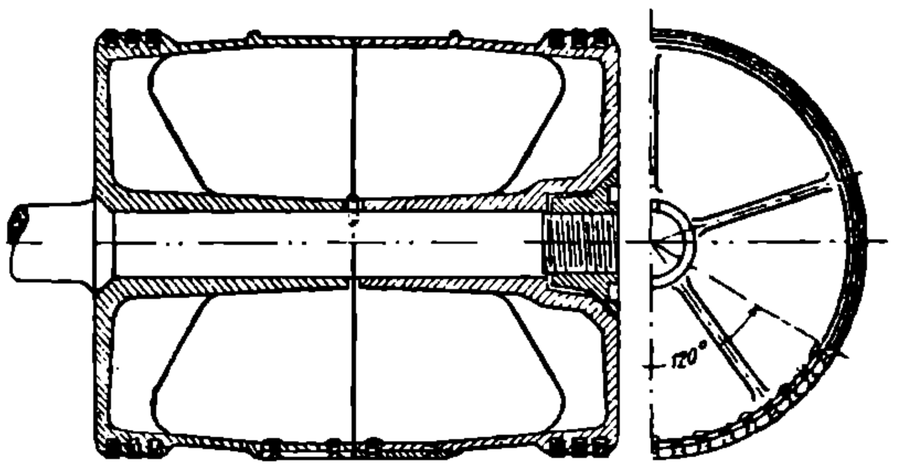
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фіг. 403. Толок Сумської машинобудівельної виробні. 1-а операція. Виточити кільце нормального діяметра 630 мм. Внутрішній діяметр — 587 мм в ексцентр. 3,5 мм. 2-а операція. Зробити вирізи завдовжки в 53 мм. 3-я операція. Стиснути кільце та проточити до зовнішнього діяметра 610. Внутріш. 574 в ексцентр. 3,5 мм. 4-а операція. Пропиляти люзи по 4 мм на розшир. кільця від нагріву.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

У цей рівчачок подається мастило спеціяльним смоком, що працює «у такт» з рухом толока, саме в той момент, коли толок проходить над отвором, що подає мастило. У клинцюватому люзі між толоком та цилиндром мастило стискається, що забезпечує ніби плавання толока на шарі мастило й обумовлює мінімальне тертя та спрацьовування. У той час як по краях толока є значний люз між тілом толока та циліндром посередині — люз зроблено лише по сторчовій осі, та й то лише в 0,5 мм. По поземій осі люза немає, що не можна визнати за раціональне. Про конструкцію толокових кілець буде сказано нижче.



Фіг. 404. Толок штумпфівської машини.

Довгий толок штумпфівської машини подано на фіг. 404. Він складається в двох половин вилитих із сталі, щоб зменшити вагу. Кілець роблять 6. У нижній частині толока є дві мідні накладки, що захоплюють куг у 120° Накладки охороняють циліндер від спрацьовування. Обидві половинки толока стягнуті потайною мутрою.

На фіг. 405 подана простіша конструкція чавунного толока для прямотечійної машини Ґерліцької машинобудівельної виробні. Толок складний із трьох частин і через значну товщину стінок дає більшу вагу ніж виображений на фіг. 404. Проте останній конструкції слід давати перевагу лише для швидкорушних машин.

Толокові кільця, що являють собою сутній деталь парової машини готують так.

Виливають виливання із дуже густого, але не твердого чавуну[1] на вигляд кільцевого циліндра. Зокола його проточують до діяметра

$$D + \frac{a}{\pi} + y,$$

де D — діяметр циліндра, a — довжина вирізу, який роблять потім ($a \cong 0{,}1D$), y — припуск на більший обробіток. Всередині виливанець розточують до діяметра

$$D + \frac{a}{\pi} - 2s - y,$$

де s — товщина кільця.

Потім із виливанця нарізають кільця, заввишки в h; їх розрізають так, що вони втворюють косий або так званий, шведський замок (див. фіг. 406), при чому вирізають частину кільця, завдовжки в a. Кільце стискують майже до стику країв вирізу й скріплюють в цьому положенні влютом або за допомогою шпеника. У такому вигляді кільце знову обточується до потрібного діяметра (всередині до діяметра $D - 2s$). Коли не буде скріплення у стику, то кільце намагається розтиснутися до діяметра $D + \frac{a}{\pi}$ і щільно притискається до стінок циліндра.

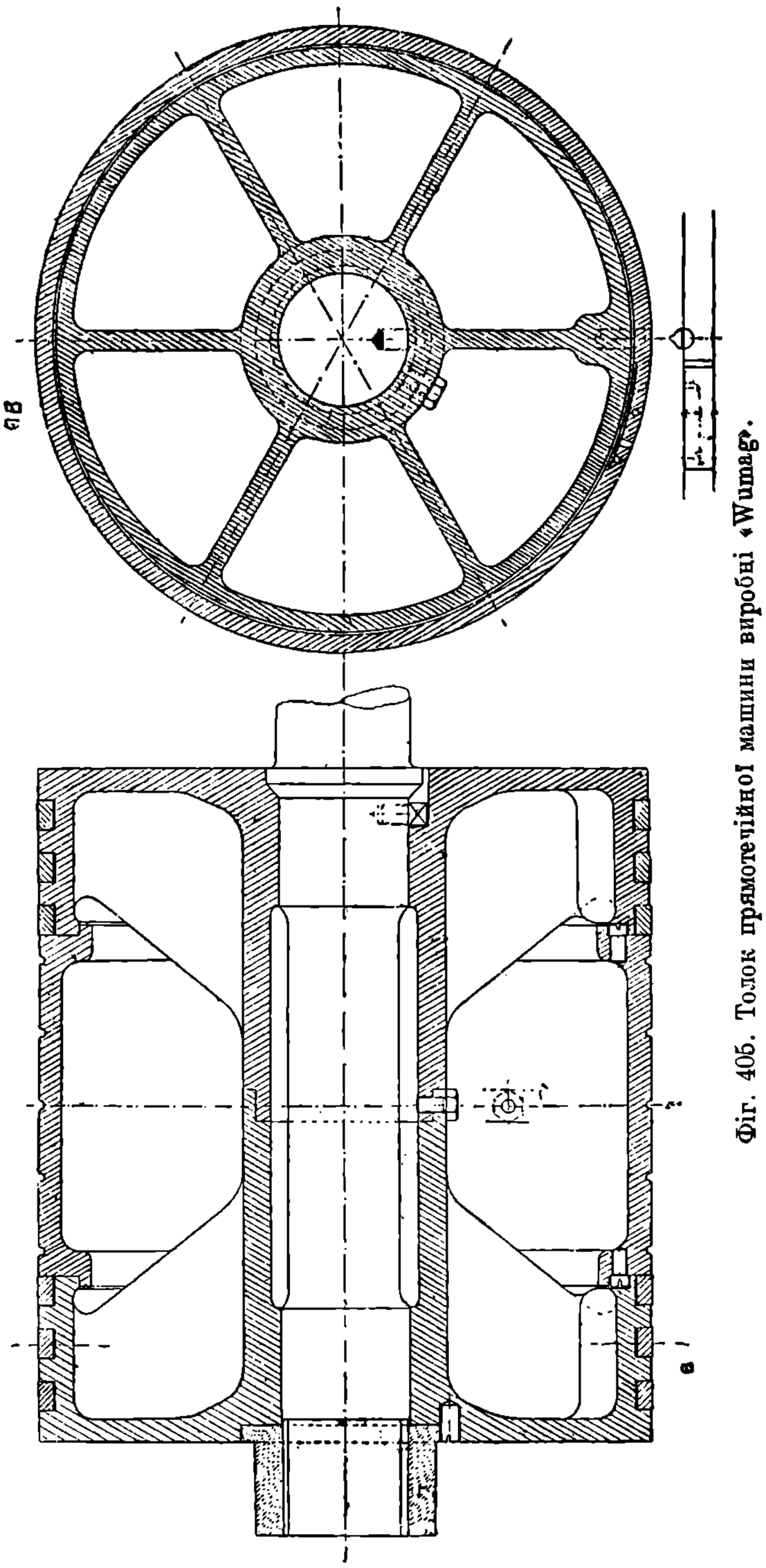
На фіг. 407 показаний порядок виготовлення толокових кілець на виробні «Вумаґ» для толока, виображеного на фіг. 405 (діяметр 500 мм).

Відповідно до розмірів фіг. *a* обточують чавуновий виливанець для кількох толокових кілець. Цей виливанець розрізають уподовж твірної циліндра і в проріз вставляють платівку *d* завширшки в 75 мм (фіг. *b*). Втворений деталь уже некруглого перекрою править за моделю і по ній виливають надібки, в яких і нарізають толокові кільця. У цих кільцях роблять вирів (фіг. *c*) що

[1] Тоді як матеріял для циліндра мусить мати твердість у 180 ÷ 220° за Бренелем, чавун для толокових кілець повинен мати твердість у 160 ÷ 190°.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дорівнює ширині платівки b (75 мм), потім їх стискають до стику країв вирізу, злучають у замок і проточують до остаточних розмірів (фіг. d). Після цього лапки шведського замка завдовжки в 32 мм подовжують до 40 мм, так що кільце встановлене в циліндер має люзи в замку по 8 мм (див. фіг. 405). Для того, щоб цими люзами не витікала пара, замок прикривають платівкою, яку одним шрубом прикріплюють до кінця (фіг. 405).



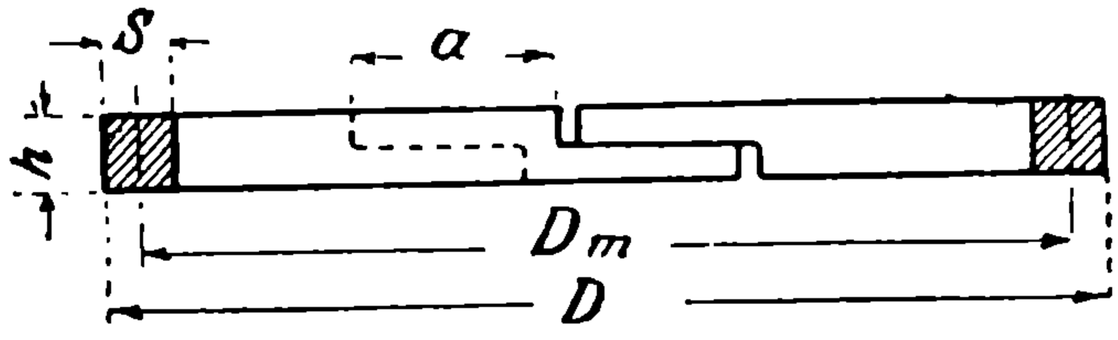
Фіг. 405. Толок прямотечійної машини виробні «Wumag».

Описаний спосіб виготовляння толокових кілець має ту перевагу, що кільця перед остаточним проточуванням (після вирізування та стискання) мають циліндричну форму.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Зовнішній діяметр кілець під час остаточного обточування, звичайно, має діяметр, рівний із діяметром циліндра. Внутрішній діяметр кілець роблять трохи більший від діяметра рівчачків у толоці. У даному разі, наприклад, внутрішній діяметр кілець становить 473 мм, а діяметр рівчачків — 472 мм. Діяметр толока у середній його частині (фіг. 405), зроблений на 1 мм., а по краях — на 2 мм менший за діяметр циліндра.

На фіг. 403 виображений порядок обробітку толокових кілець Сумської машинобудівельної виробні. Тут вибрано «ексцентрикові» кільця із змінною



Фіг. 406.

товщиною стінки, що раніше були досить поширені з міркувань ніби рівномірного тиску кільця на стінки циліндра (замок вирізають у найтоншій частині кільця). Справді ж рівномірного розподілу тиску можна досягти лише кільцями, що стоншуються в замку до нуля. Рівномірність тиску більша ніж у кільці постійної товщини не виправдує багатьох хиб «ексцентричних» кілець, як наприклад, складність виготовляння, можливість невеликого затинання в рівчачку тощо. Тому, на сьогодні цих кілець майже не вживають.

Обертатися толоковим кільцям не дають стопорні шпеники. Замки окремих кілець всувають один відносно одного, щоб зменшити можливість пропусків пари.

Товщину кільця вибирають звичайно

$$s \leqslant \frac{D}{30},$$

вишину

$$h \cong 2s$$

(у штумпфівських машинах $h \cong s$)

Кільця розраховуються за такими формулами.

Тиск кільця на стінки циліндра

$$p = \frac{Ea\,s^3}{12\,\pi^2\,R_m^4}\ \text{кг/м}^2 \qquad (105)$$

де: E — модуль пружности чавуну становить близько 900 000 кг/см².

$$R_m = \frac{D_m}{2}\ \text{см}$$

Тиск p повинен бути в межах $0{,}25 \div 0{,}5$ кг/см.

З другого боку напруга в кільці

$$\sigma = \frac{Esa}{\pi D\,R_m} \qquad (106)$$

не повинна перебільшувати 1200 кг/см².

З формули (106) визначають вартості a: після підстанови його в формулу (105), вона набуває вигляду:

$$p = \frac{D\,s^2\,\sigma_b}{12\,\pi\,R_m^3} = \frac{2\,D\,s^2\,\sigma_b}{3\pi\,(D-s)^3} \qquad (107)$$

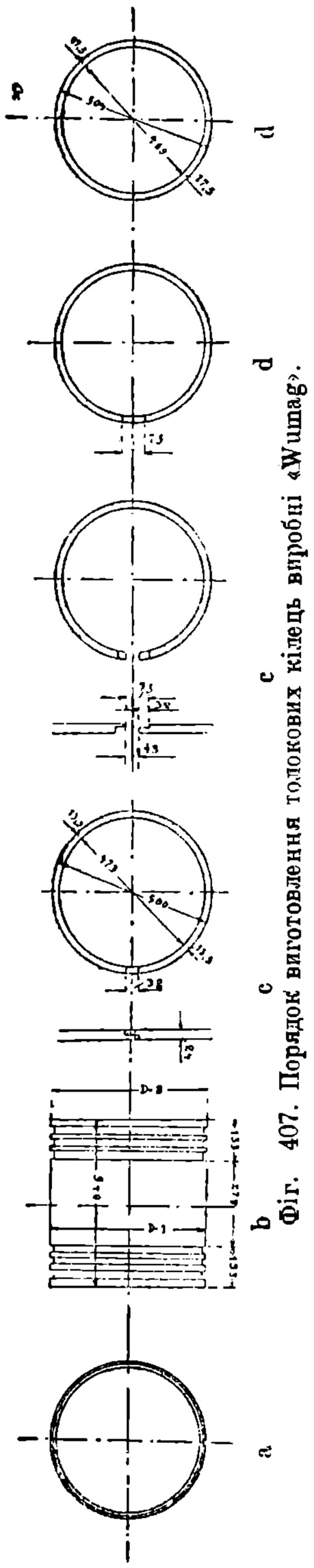
НБ УДУНТ (ДІІТ)

З цієї формули за заданими p та σ_b визначається s. Після цього із формули (106) находять довжину вирізу a.

§ 125. Толоковий тягель

Діяметр толокового тягеля розраховують на подовжній згин за формулою

$$P = \frac{\pi^2 J E}{m l^2}, \tag{107}$$



Порядок виготовлення толокових кілець виробні «Wumag».

Фіг. 407.

де P — сила, яку передає тягель:

$$P = \frac{\pi D^2}{4} (p_1 - p_2) \text{ кг};$$

J — момент інерції перекрою тягеля:

$$J = \frac{\pi d^4}{64} \text{ см}^4;$$

d — діяметр тягеля в см;
E — модуль пружности (для сталі ∞ 2 200 000 кг/см²);
m — міра надійности; припускають у межах $10 \div 32$.
l — довжина тягеля в см (відстань від середини толока до осі ковванцевого пальця).

Звичайно

$$l = (1{,}6 \div 1{,}9)\ H + 150 \text{ мм}$$

Підставивши вартості J в формулу (107), находимо

$$D \cong \sqrt[4]{\frac{2 P_m l^2}{E}} \text{ см} \tag{108}$$

Із конструктивних міркувань бажано, щоб для звичайних машин

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{6} \div \frac{1}{7},$$

для штумпфівських машин

$$\frac{d}{D} \cong \frac{1}{5}$$

У великих машинах з наскрізним толочилном толоковий тягель повинен бути розрахований на згин власною вагою та вагою толока; до того ж тягель розглядають як трям на двох опорах. Стріла прогину

$$f = \frac{L^3}{48} \cdot \frac{G_k + {}^5/_8 G_s}{EJ} \tag{109}$$

L — повна довжина тягеля разом із наскрізним толочилном у см;
G_k — вага толока,
G_s — вага тягеля.

Допускна стріла прогину не повинна перебільшувати $1 \div 2$ мм. При цьому різниця діяметрів циліндра й тіла толока повинна бути не меншою за $(1{,}5 \div 2)\ f$.

Питомий тиск у разі мутри повинен бути не більший за 150 кг/см² (мутри тепер майже завжди роблять залізні замість спижевих, яких уживали раніше).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Найтонші частини тягеля (у різі під час злуки з толоком та в хвостовику, що всовується в ковзанець) слід перевірити на розтяг. Допускають для стальних тягелів:

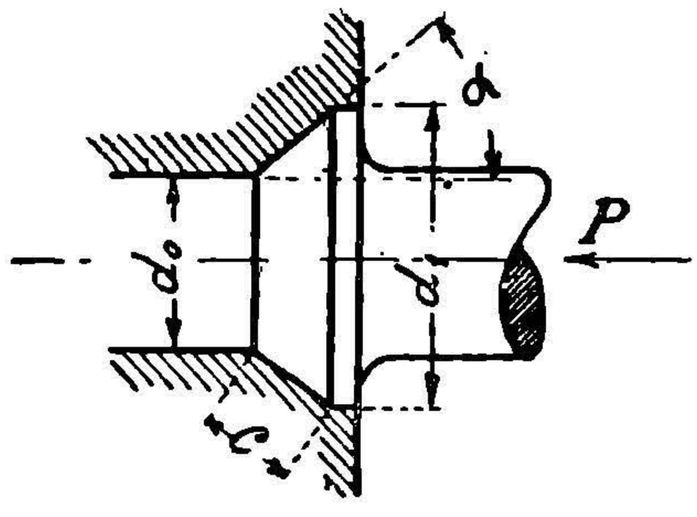
$k_z \leqslant 400$ кг/см² (у злуці з толоком).

$k_z \leqslant 600$ кг/см² (у злуці з ковзанцем).

Питомий тиск k на толок не повинен перевищувати 500 кг/см².

Для конічної заточки, якої вживають на тягелі (фіг. 408)

$$k = \frac{P}{0{,}5\ (d_0 + d_1)\ \pi c \sin \alpha} \text{ кг/см}^2 \qquad (110)$$



Фіг. 408. Конус толокового тягеля.

Толоковий тягель маститься під час проходження його через защільники крапельною мазничкою, що розміщена на ковзулях і подає мастило трубкою безпосередньо на тягель, або через отвір у крисах защільника.

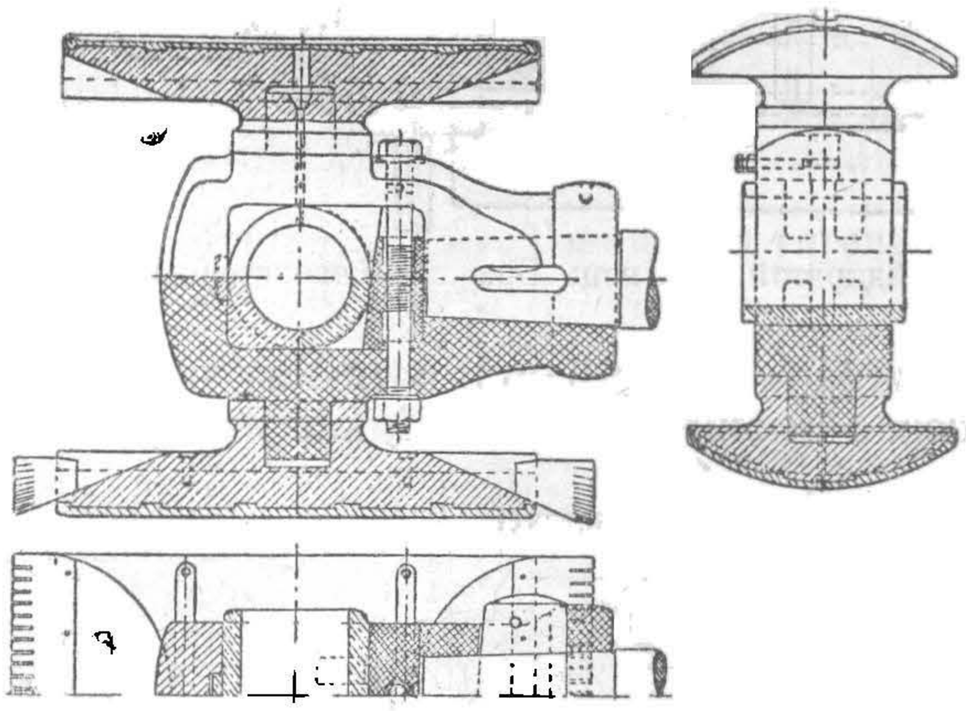
§ 126. Ковзанець

Ковзанець править за суставну злуку толокового тягеля з гонком. У той самий час він передає ковзулям сторчову складову сили, що чинить у подовж тягеля (див. § 84).

Типові конструкції ковзанця подано на фіг 409 — 413.

На перший із фігур поданий, так званий, відкритий ковзанець, який обіймає розвилкувата голівка гонка.

Черевики ковзанця залито бабітом. Мастило на нижній ковзулі захоплюють


Фіг. 409. Відкритий ковзанець.

гребінчасті платівки. Вкладні мастяться через отвори в верхньому черевику. Вкладні підтягаються клином, який пересувається вздовж прогонича, під час повороту останнього.

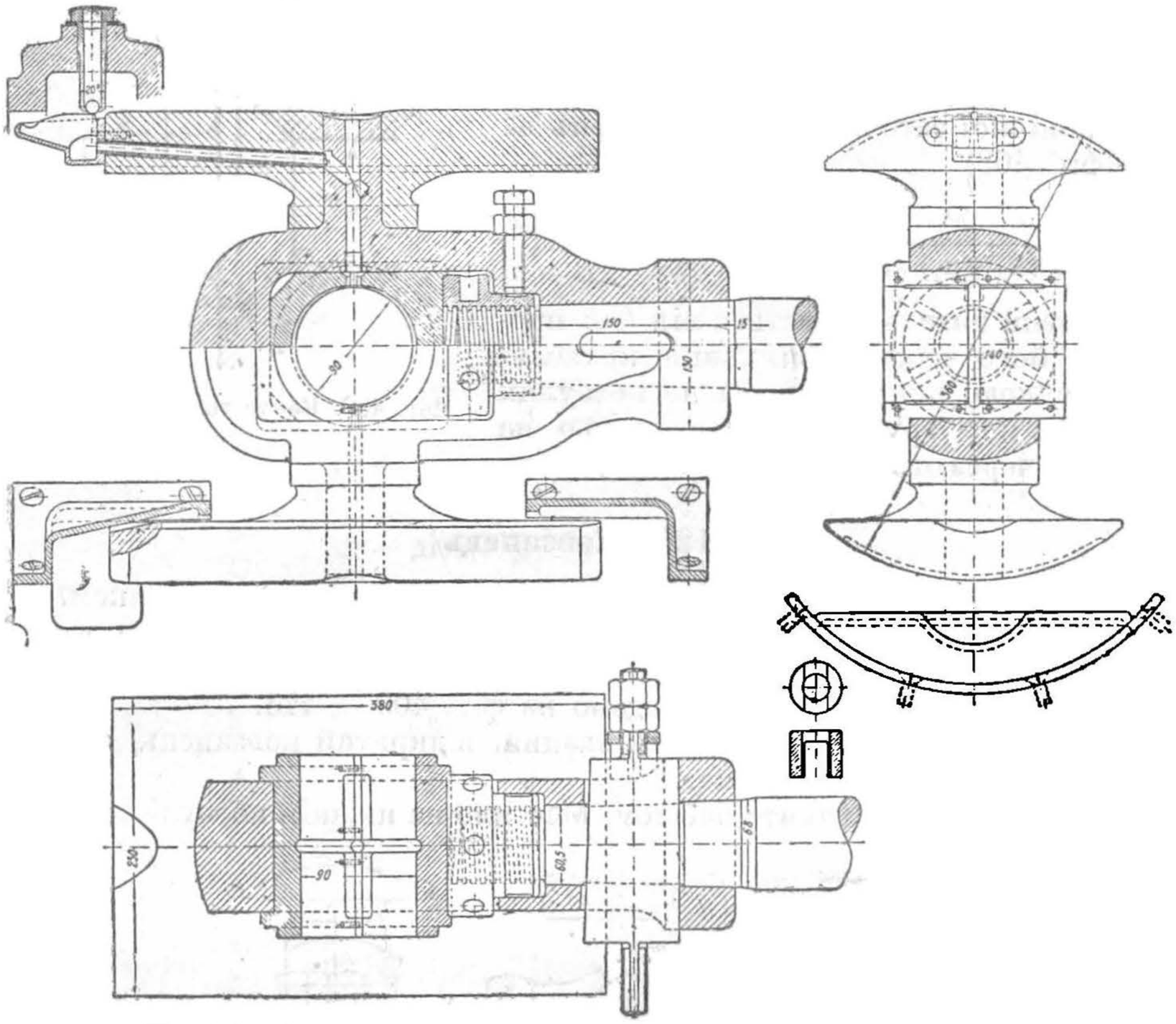
У ковзанці, вираженому на фіг. 410, мастило підводиться через сторчову просвердлину й похилу трубку в верхньому черевику. У цю трубку мастило попадає з мазнички із зворотним хлипаком, якого відкриває сам ковзанець. Вкладень підтягається мутрою, надягненою на край толокового тягеля. Черевики в цій конструкції не мають бабітового заливання.

Тіло ковзанця, вираженого на фіг 409 та 410, виковане із сталі, черевики чавунні. Толок злучений із ковзанцем за допомогою клина.

Фіг. 411 дає уявлення про закритий (розвилкуватий) ковзанець: голівка гонка всувається всередину ковзанця.

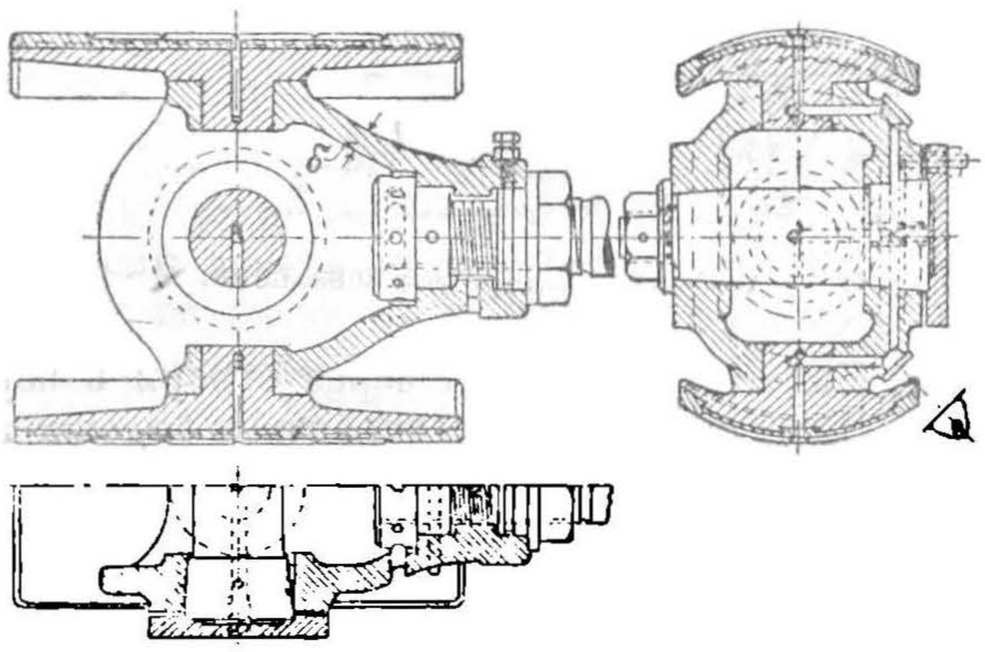
НБ УДУНТ (ДІТ)

Тут толоковий тягель злучається в ковзанцем за допомогою двох мутр на різі (зручно для зміни довжини била), палець укріплений у тілі ковзанця й маститься через отвір, просвердлений по його осі. Солідне закріплення пальця



Фіг. 410. Відкритий ковзанець Брюнської машинобудівельної впробні.

некорисне: коли є мутра (з лівого боку), натискна шайба праворуч не потрібна (можна б було також обмежитися самою тільки натискною шайбою без мутри



Фіг. 411. Закритий ковзанець.

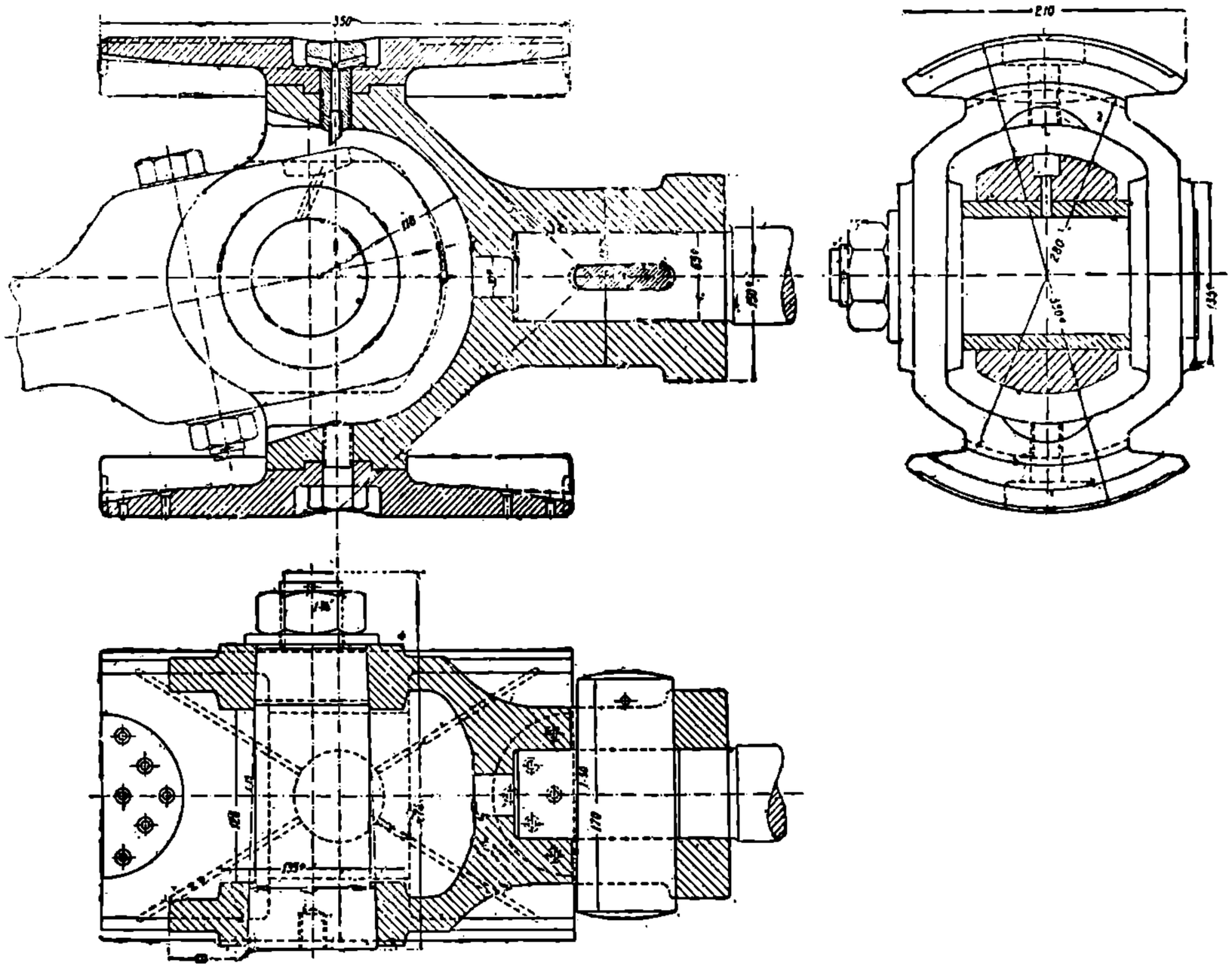
ліворуч). Мастіння спіднього підкладня зроблене раціонально. Заливати по душки бабітом доцільно лише в великих машинах.

Ковзанець, виображений на фіг. 412, мав просту, раціональну конструкцію. В отвір спіднього черевика попадав мастило, що витискається в-під щитків,

НБ УДУНТ (ДІІТ)

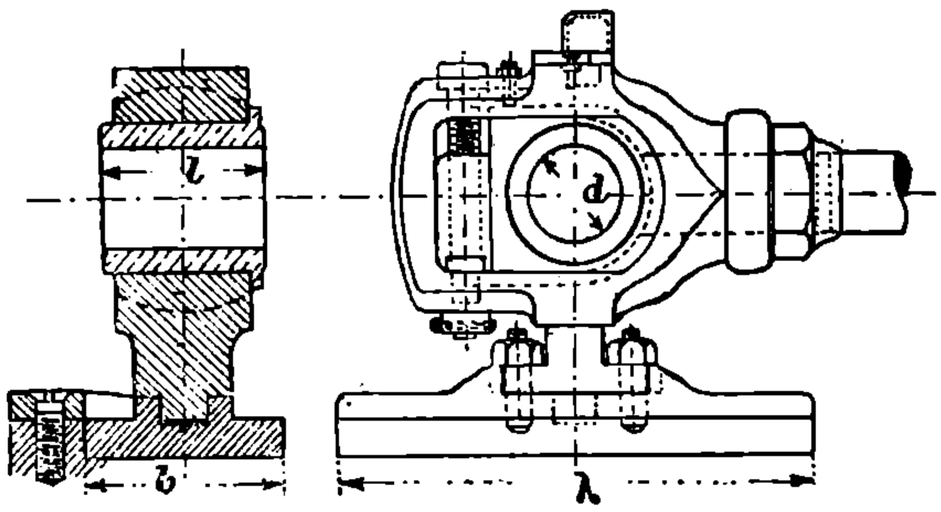
які встановлені на ковзулях у крайніх положеннях ковзанця (як на фіг. 410).

Відкритий ковзанець на фіг. 413 призначається для сторчової машини. Опорний підкладень лише один; другий замінено накладкою на ковзулі, що



Фіг. 412. Закритий ковзанець Dinglersche Maschinenfabrik.

обіймає підкладень із зовнішнього боку. Толоковий тягель закріплений на різі, палець маститься з мазнички на самому ковзанці.



Фіг. 413. Ковзанець сторчової машини.

Величину опорної поверхні ковзанця розраховують на силу N (див. § 83), при чому питомий тиск на ковзулі (див. фіг. 413)

$$k = \frac{N}{b\lambda} \qquad (111)$$

не повинен перебільшувати 2 — 2,5 кг/см² (у крайньому разі 3 кг/см²)

Сила

$$N = P\,\frac{R^*}{Z}\,, \qquad (112)$$

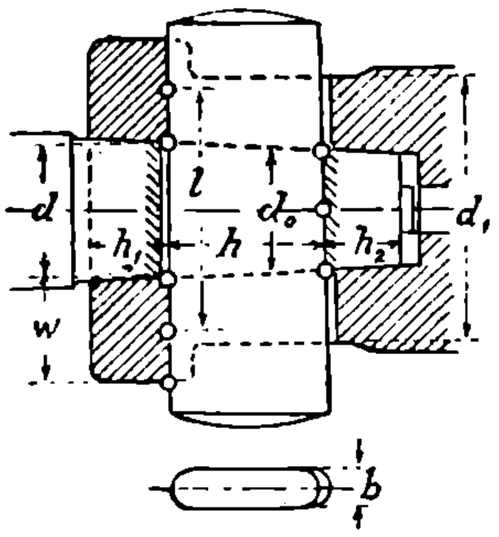
* Власною вагою ковзанця, тягеля, гопка можна знехтувати.

НБ УДУНТ (ДІТ)

де R — радіюс головної корби,

L — довжина гонка.

Сумська машинобудівельна виробня рекомендує робити довжину черевика $= (0{,}8 \div 1{,}0)\ D_1$, ширину їх $b = (0{,}65 \div 0{,}5)\ D_1$, де D_1 — відстань між ковзулями (див. фіг. 429). Товщину бабітового залиття роблять рівно в $0{,}01D_1 + 3$ мм.



Фіг. 414. Клинова злука ковзанця з тягелем.

У разі клинової злуки з билом (фіг. 414), нормальні розміри клина вибирають:

$b \leqslant 0{,}3\ d$; $h = 4b$; $h_1 = 0{,}7d$; $h_2 = 0{,}6d$

$w = 0{,}85\ d$ (для чавуну)[1]

$w = 0{,}7d$ (для сталі або заліза)

$d_1 = 2{,}1d$ (для стального литва)

$d_1 = 1{,}8\ d$ (для кованої стелі),

Конусність клина становить звичайно 1 : 50.

Момент опору перекрою клина

$$W = \frac{bh^2}{6}$$

повинен дорівнювати:

$$W = \frac{M_b}{k_b},$$

де згинальний момент

$$M_b = \frac{1{,}25\,P}{2}\left(\frac{1}{2} - \frac{d_o}{4}\right) \qquad (113)$$

$k \leqslant 1200$ кг/см² (для конічного отвору в ковзанці)

Напруга на зминання

$$k = \frac{1{,}25\,P}{bd_o} \qquad (114)$$

$$k = \frac{1{,}25\,P}{2wb} \qquad (115)$$

не повинна перебільшувати 700 кг/см² для чавуну й 1000 кг/см² для сталі (литої або кованої).

Край толокового тягеля повинен бути розрахованим на розрив та на зминання силою в 1,25 P.

У першому разі напруга

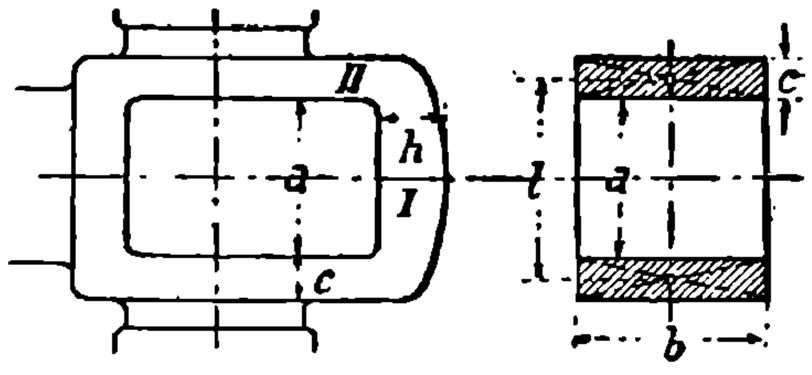
$$k_z = \frac{1{,}25\,P}{\frac{\pi d_o^{\,2}}{4} - bd_o}$$

не повинна перевищувати 600 кг/см².

Напруга від зминання

$$k = \frac{1{,}25\,P}{f},$$

де f — величина опорної поверхні тягеля в ковзанці. При конічному кінці тягеля (звичайно конус—1 : 13) f являє собою площу проекції конічної поверхні тягеля.

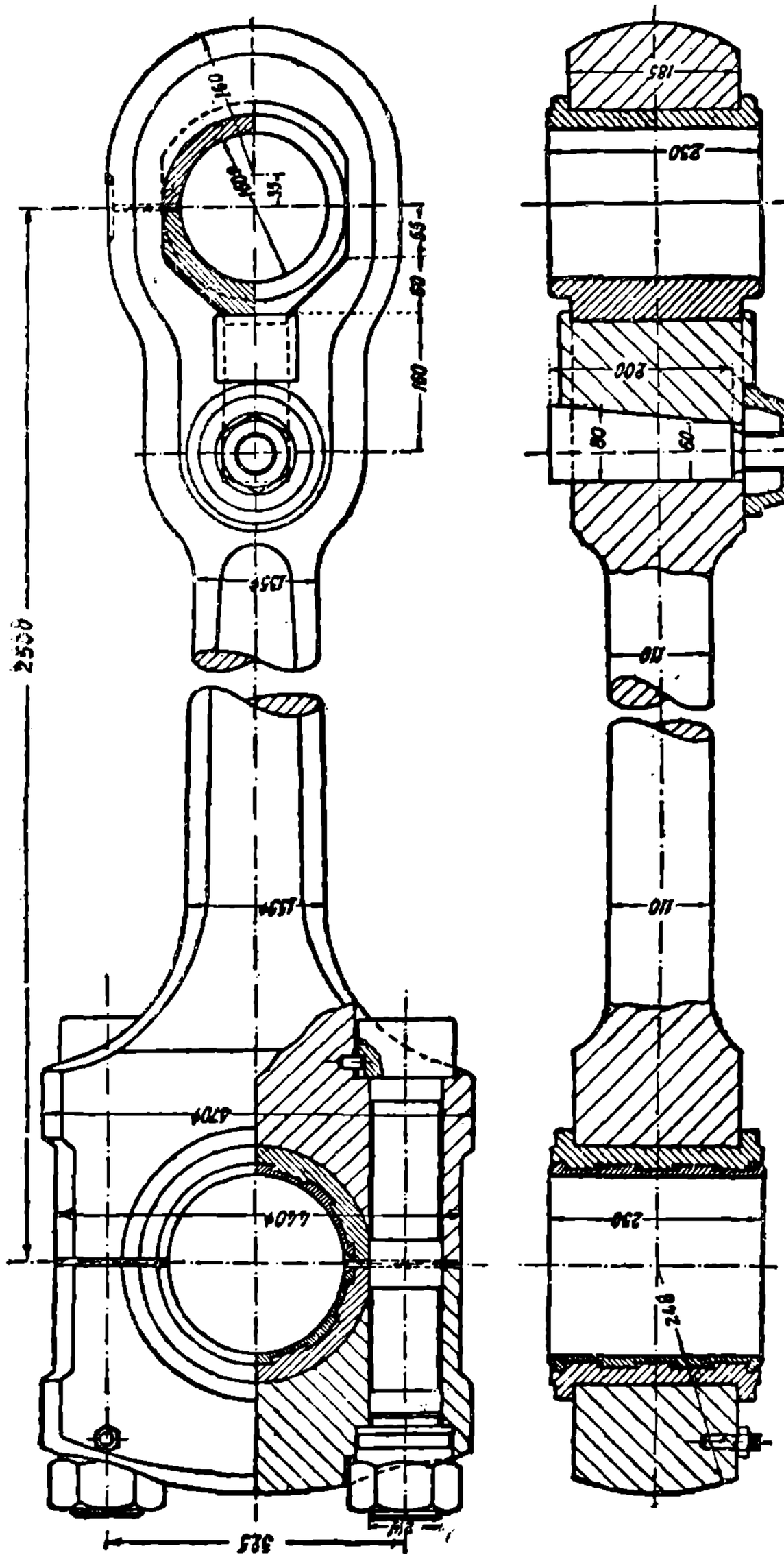


Фіг. 415. Тіло відкритого ковзанця.

[1] Ковзанці малих машин іноді роблять суцільні з чавуну.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Допускається
$k \leqslant 1200$ кг/см² для ковзанців із литої сталі,



Фіг. 416. Гонок Сумської машинобудівельної виробні.

$k \leqslant 1500$ кг/см² для ковзанців із кованої сталі.
Тіло відкритого ковзанця (фіг. 415) розраховують на згинання та розтяг:

$$k_b = \frac{M_b}{W_x},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

де

$$M_b = \frac{P}{2}\left(\frac{1}{2} - \frac{a}{4}\right)$$

$$W = \frac{bh^2}{6}$$

$$k_z = \frac{P}{2cb}$$

Допускається для кованого заліза:

$$k_b = 550 \text{ кг/см}^2;\ k_z = 600 \text{ кг/см}^2.$$

У закритому ковзанці товщину стінки його тіла δ (фіг. 411) можна визначити з емпіричної формули:

$$\delta = 0{,}2\sqrt{P} + 8 \text{ мм} \qquad (116)$$

або (за Ґрасманом):

$\delta = 0{,}5\ d + 10$ мм (де d — діяметр ковзанцевого пальця).

Розмір m на фіг. 412 роблять не менший за $0{,}4d + 15$ мм.

Ковзанцевий палець розраховують на згин та питомий тиск на вкладні. Позначаючи діяметр пальця через d, робочу довжину його через l (фіг. 413) довжину опорних поверхень пальця через a (фіг. 418), визначимо згинальну напругу в пальці з рівняння

$$\frac{P}{2}\left(\frac{a+l}{2} - \frac{l}{4}\right) \quad 0{,}1d^3k_b \qquad (117)$$

при чому $k_b \leqslant 700$ кг/см² (бажано до 500 кг/см²).

Питомий тиск

$$k \quad \frac{P}{ld} \qquad (118)$$

не повинен перебільшувати 90 кг/см².

Конструктивне співвідношення між діяметром циліндра D та діяметром ковзанцевого пальця d:

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{4} \div \frac{1}{5}$$

$$\left(\text{у штумпфівських машинах ближче до } \frac{1}{4}\right)$$

довжина ковзанцевого пальця

$$l \cong 1{,}5\ d$$

Розмір a (фіг. 418) роблять звичайно від $0{,}45\ l$ до $0{,}55\ l$, конусність опорних поверхень — 1 : 12 — 1 : 15 у тому разі, якщо обидві опорні поверхні розташовані на одній конічній поверхні, 1 6 — 1 10 — у противному разі.

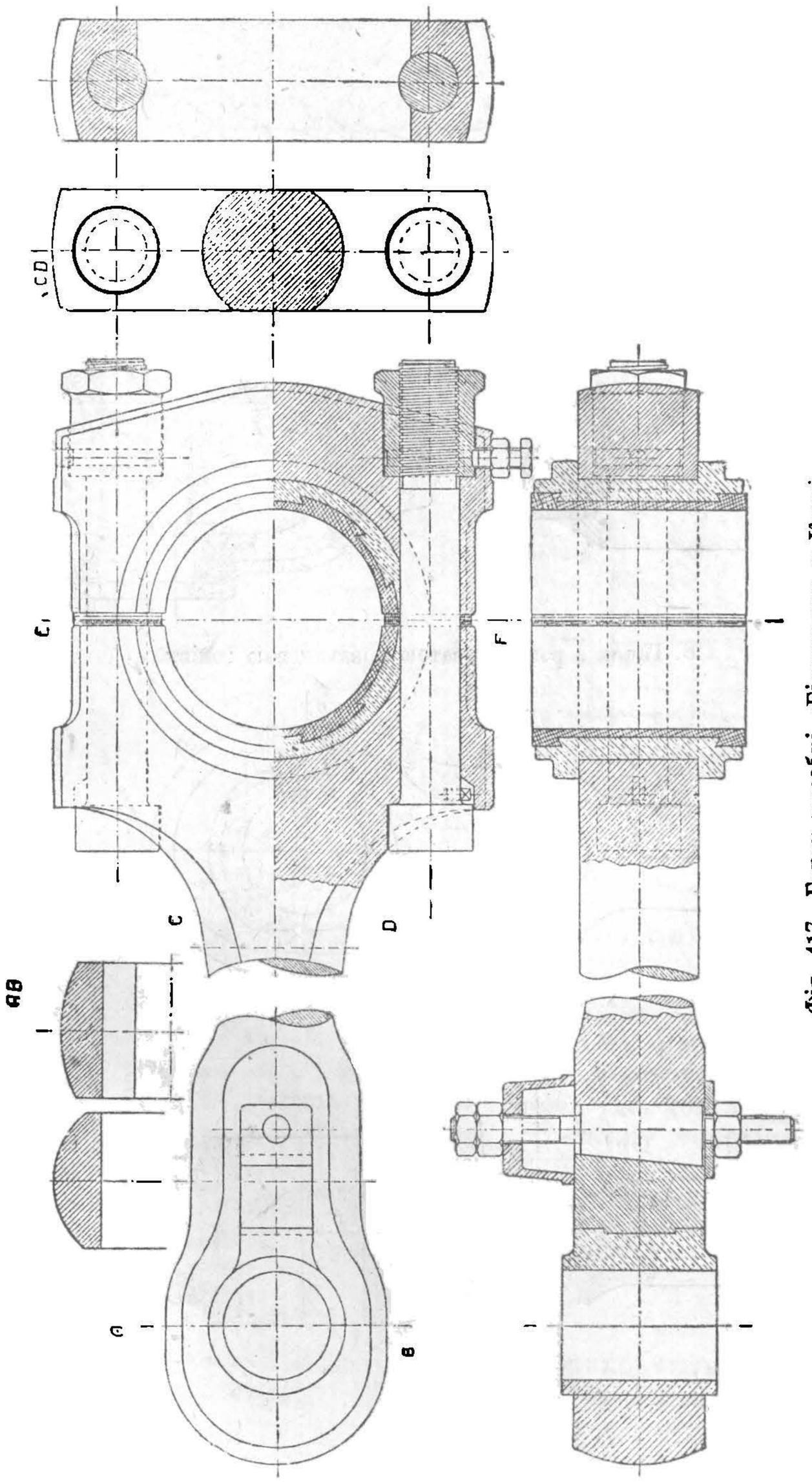
§ 127. Гонок

Типові конструкції гонків показано на фіг. 416, 417 та 418.

Дві перших конструкції призначені для закритого ковзанця (на рисунку 416 ковзанцева голівка праворуч), останнє — для відкритого (голівка гонка розвилкувата). Корбова голівка в усіх випадках однакової конструкції, так званого суднового типу. Таку голівку треба застосовувати для колінчастого вала; а корбовий вал дає змогу застосовувати нерозніману («закриту») голівку, конструкція якої подана на фіг. 421. Вкладні підтягаються у закритих голівках за допомогою клина, у відкритих (розніманих) — зменшенням товщини переліжок між вкладнями.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Конструкції закритих голівок повинні бути такі, щоб вкладні не мали гри у напрямі осі пальця; з другого боку, слід звертати увагу на можливість складати та розбирати голівки: коли вийняти клина, вкладні повинні вільно вий-



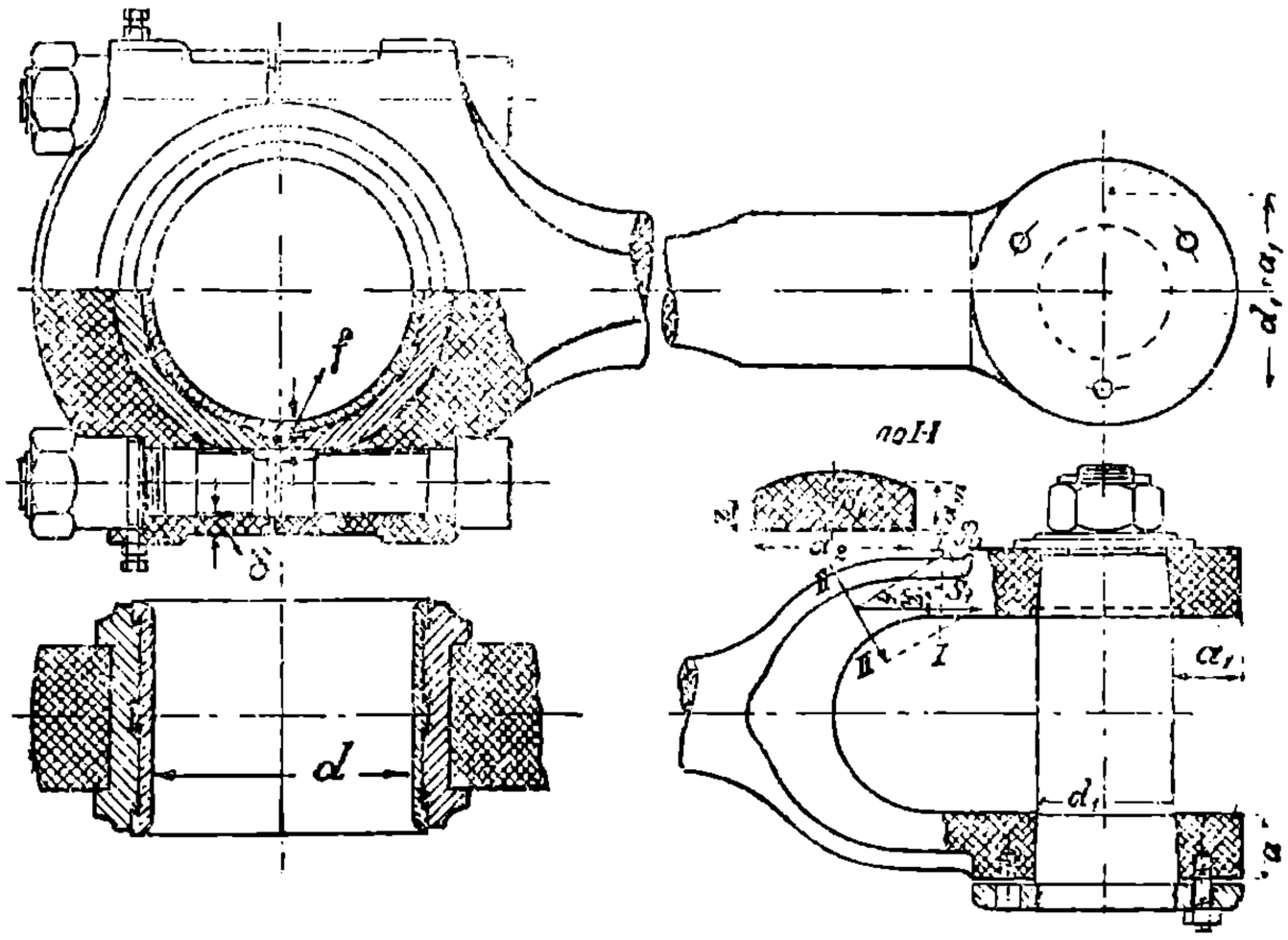
Фіг. 417. Гонок виробці «Бідьшовик» у Києві.

матися через отвори в голівці. Просту конструкцію виображено на фіг. 419. Проте, один із вкладнів цієї голівки потребує складного обробляння та припасовування; до того ж вилитий цілком із спижу, він занадто дорогий. Цю конструкцію можна рекомендувати лише для малих машин.

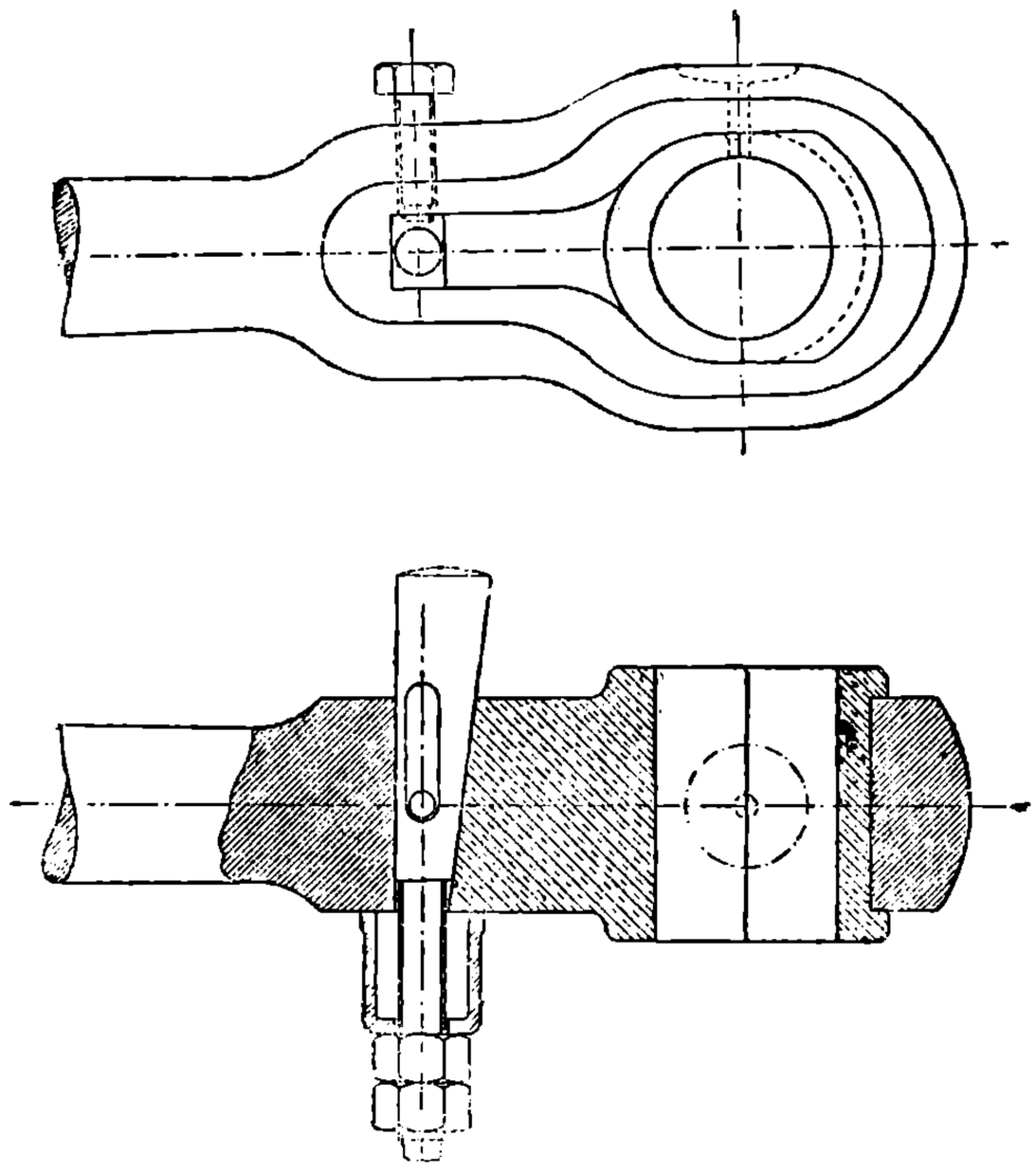
НБ УДУНТ (ДІТ)

У конструкціях на фіг. 416, 417 та 420 між вкладнями та клином є проміжний стальний клин, що полегшує припасування та розбирання частин голівки.

У гонку на фіг. 416, як вийняти натяжний клин, зсувається ліворуч і вий-



Фіг. 418. Гонок з розвилкуватою ковзанцевою голівкою.



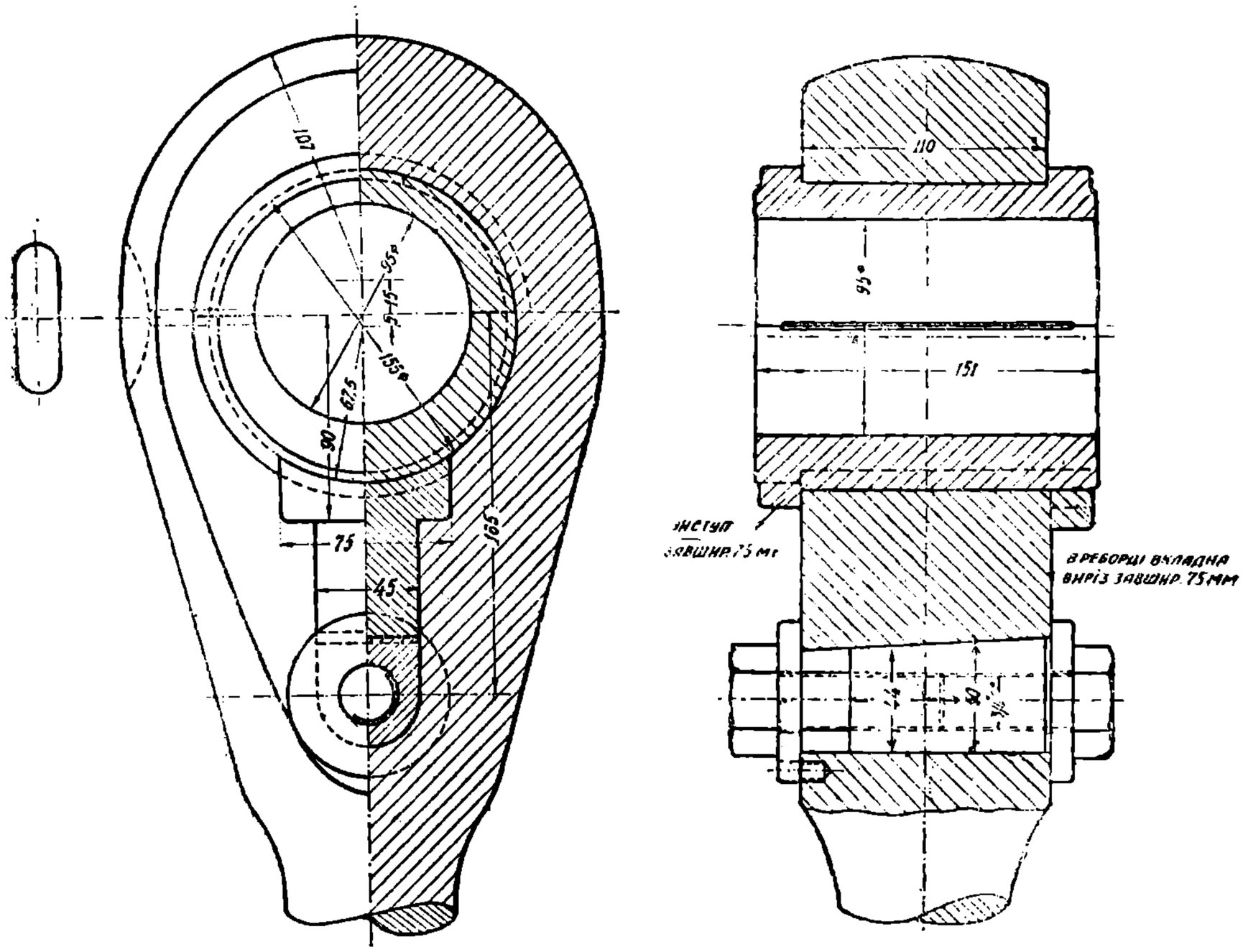
Фіг. 419. Ковзанцева голівка гонка вольфівського льокомобіля.

мається проміжний клин. Потім виймається лівий вкладень і, нарешті, правий, як зсунути його ліворуч.

У голівці на фіг. 417 обидва вкладні злучені на плоші роздіймання шпеньками (на рисунку не показано), вони виймаються разом, коли вийняти клини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Вкладні на фіг. 420 мають ексцентричну зовнішню поверхню. Коли вийняти клини (проміжний клин висувається праворуч) виймається спідній вкладень (спідній — в розміщенні на рисунку); його витягають праворуч, до того ж його гребінь (реборда), завширшки в 75 мм, проходить через виріз для клина. Після повороту на 90° можна вийняти й верхній вкладень. Обробіток та припасовування деталів останньої конструкції можна визнати за найпростіші. Ще



Фіг. 420. Ковзанцева голівка гонка Dingler'sche Maschinenfabrik.

слід звернути увагу на те, що тут клин підтягається двома прогоничами: відґвинчуванням правого прогонича та вґвинчуванням лівого.

Прогоничі розніманої корбової голівки слід конструктувати, як на фіг. 416 та 418. Гладкий стрижень прогонича, як на фіг. 417, доцільний лише в малих машинах. Особливу увагу слід звертати на надійну конструкцію мутрового замка цих прогоничів.

Довжину замка (між центрами ковзанцевого та корбового пальців) вибирають

$$L = (4 \div 6)\, R,$$

де R — радіюс корби.

Найчастіше $L = 5\,R$.

Для машин тихорушних стрижень гонка розраховують на поздовжній згин.

За формулою, аналогічною до формули (107), момент інерції перекрою гонка

$$j = \frac{PL\,m}{\pi E} \qquad (119)$$

Модуль пружности E для сталі становить 2 200 000 кг/см².

Міру надійности вибирають залежно від пересічної швидкости толока:

для	$c_m =$	1	2	3	4 м/сек.
	$m =$	30	20	15	10

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тому, найчастіше m беруть близько 20*.

Для круглого перекрою гонка його діяметр посередині

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{64J}{\pi}} \cong \sqrt[4]{\frac{2PL\,m}{E}}, \qquad (120)$$

У дуже тихорушних машинах діяметр гонка на кінцях його роблять менший, а саме: біля ковзанцевої голівки

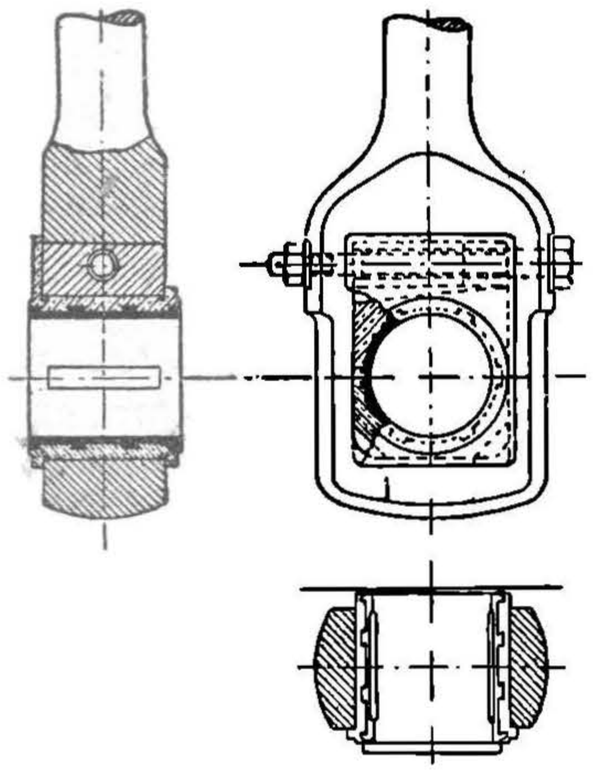
$$d_1 = 0{,}8\,d_m$$

біля корбової голівки

$$d_2 = 0{,}9\,d_m$$

У більшості випадків діяметр гонка поступінно вменшується від корби до ковзанця, до того ж

$$d_2 = 1{,}2\,d_m$$
$$d_1 = 0{,}8\,d_m$$



Фіг. 421. Нерознімана корбова голівка гонка.

Для прямокутнього перекрою гонка, в якому вишина h дорівнює подвійній ширині b

$$J = \frac{hb^3}{12} = \frac{h^4}{96}$$

$$h = \sqrt{\frac{9{,}6\,PL^2m}{E}} \qquad (121)$$

Іноді вживають до гонків швидкорушних машин двотетуватого перекрою.

При великому числі обертів машини значні напруги можуть утворитися від сили інерції гонка, що спричиняє згинальний момент. Сумарну напругу від цієї сили та від розтягу силою P визначають із формули

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{P}{f} + \left(\frac{n}{1200}\right)^2 \gamma R\,\frac{fL^2}{W}\ \text{кг/см}^2 \qquad (122)$$

Тут позначають:

γ — питома вага матеріялу гонка в кг/см^3,
n — число обертів машини,
f — площа найменшого поперечного перекрою гонка в см^2,
W — його момент опору в см^3
R = радіюс корби в см.

Для круглого перекрою гонка та $\gamma = 0{,}008$ кг/см^3

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{23}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 R\,\frac{L^2}{d} \qquad (123)$$

для прямокутнього перекрою

$$\sigma = \frac{P}{f} + \frac{1}{30}\left(\frac{n}{1000}\right)^2 R\,\frac{L^2}{h} \qquad (124)$$

Сумарна напруга σ не повинна перевищувати 400 кг/см^2 для заліза, 500 кг/см^2 для сталі.

Стяжні прогоничі корбової голівки гонка розраховують на розрив силою в 1,25 P (на обидва прогоничі), при чому допускається напруга k_z для стальних прогоничів до 600 кг/см^2.

---

* Гутермут відзначав малу надійність цього способу розрахунку з огляду на безперервну зміну величини та напряму сил, прикладених до гонка; між іншим цією надійністю він пояснює те, що в існих машинах величина m коливається між 4,5 та 80.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Голівку прогоничів звичайно роблять круглою, з діяметром

$$D = 1{,}35\, d_o + 4 \text{ мм},$$

де d_o — діяметр прогонича.

Мінімальна товщина стінки отвору на прогонич (див. фіг. 418), за Ґрасманом,

$$\delta = 0{,}2\, d_o + 5 \text{ мм}$$

Прогоничі звичайно врізують у вкладні, чим запобігають обертанню їх. Розмір f (фіг. 418) вибирають:

$$f = e + 0{,}02\, d + 5 \text{ мм},$$

де e — товщина бабітового залиття, d — діяметр чопа.

Покришку відкритої голівки слід перевірити на згин:

$$0{,}5P\left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{bs^2}{6}\, k_b \qquad (125)$$

де позначають:

l — відстань між стяжними прогоничами у см,
d — діяметр корбового пальця в см,
b — ширину покришки (по довжині пальця) в см,
s — вишину покришки в см.

Допускається для кованого заліза: $k_b = 600$ кг/см².

Так саме розраховують і закриту голівку гонка (див. розрахунок відкритого ковзанця на стор. 382).

Розвилкувату голівку гонка (фіг. 418) перевіряють у перекрої I — I на розтяг силою в $0{,}5\,P$ та на згин моментом $0{,}5\,P\left(\frac{a}{2} - z\right)$ — відстань до центра ваги перекрою. Беручи для спрощення останній прямокутнім $\left(z = \frac{a_m}{2}\right)$, знаходимо сумарну напругу

$$\sigma = \sigma_z + \sigma_b = \frac{0{,}5\,P}{a_2 a_m} + \frac{0{,}5\,P\left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2}\right)6}{a_2 a_m^2} = \frac{0{,}5\,P}{a_2 a_m}\left[1 + 3\left(\frac{a}{a_m} - 1\right)\right] \qquad (126)$$

Величина допускної напруги та сама, що й у формулі (125).

Перекрій II — II повинен бути перевірений так саме на розрив силою P_n (нормальною складовою сили P) та на згин моментом $0{,}5\,Py$.

Розмір a_1 голівки визначається з формули

$$0{,}5P\,\frac{d_1 + a_1}{8} = \frac{aa_1^2}{6}\, k_b \qquad (127)$$

До того ж $k_b \leqslant 600$ кг/см²

Вкладні ковзанцевих голівок звичайно роблять спижеві. Вкладні корбових голівок—спижеві, спижеві з бабітовим залиттям, нарешті сталевими або чавунними (рідко) з бабітовим залиттям.

Розміри вкладнів, залежно від діяметра d, за Ґрасманом, слід вибирати так (див. фіг. 422):

1. Спижеві вкладні без бабітового залиття

а) Вкладні своєю довжиною майже не висуваються із тіла гонка:

$$s = 0{,}08\, d + 6 \text{ мм}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

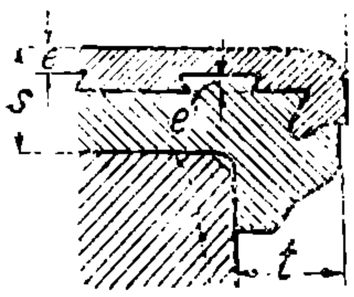
б) Вкладні, що висуваються на величину t:

$$s = 0{,}08\,d + 0{,}2\,t + 5 \text{ мм}$$

2. Спижеві вкладні з бабітовим заливтям

а) Вкладні своєю довжиною майже не висуваються з тіла гонка:

$$s = 0{,}1\,d + 8 \text{ мм}$$



Фіг. 422. Розміри вкладня.

б) Вкладні, що висуваються на величину t:

$$s = 0{,}1\,d + 0{,}2\,t + 7 \text{ мм}$$

Товщину бабітового заливтя можна вибрати за дальшої таблиці:

$d =$ 40	60	80	100	120	140	160
$e =$ 3,5 ÷ 4	4 ÷ 5	4 ÷ 5	5 ÷ 6	5 ÷ 7	5 ÷ 7	5 ÷ 7 мм
$d =$ 180	200	250	300	400 мм		
$e =$ 6 ÷ 7	6 ÷ 7	6 ÷ 8	7 ÷ 9	7 ÷ 10 мм		

Товщину c' (фіг 422) слід робити рівною близько $\frac{2}{3}$

Товщину клина для підтягання вкладнів (розмір, нормальний до осі гонка). Слід робити рівною з (0,5 ÷ 0,6) d; похил цього клина беруть звичайно $\operatorname{tg}\alpha = 1:5 \div 1:6$.

Діяметр прогонича, що підтягає клина, повинен бути розрахований на силу

$$S = P \operatorname{tg}\alpha,$$

при чому допускається розтяжна напруга

$$k_z = 400 \div 500 \text{ кг/см}^2$$

§ 128. Корбовий вал

Під терміном у заголовку цього параграфа ми розумітимемо вал з корбою, надягненою на його кінець. Такий вал з розташуванням вальниць, що найчастіше зустрічається, подано на фіг. 423.

Розрахуємо раніше корбу цього вала (фіг. 424).

Довжину пальця корби визначається з умов максимально допускного нагріву пальця, а саме

$$l \geqslant \frac{P_m n}{w} \qquad (128)$$

P_m — середній (за один оберт) тиск на чіп[1],
n — число обертів вала,
w — емпіричний сучинник, що залежить від допускного нагрівання пальця, то більший, що менше тертя та що більше відведення тепла від корбової вальниці.

Звичайно приймають $w = 40\,000 \div 90\,000$, але при деяких особливо сприятливих умовах можна перейти й через цю межу.

Розрахунок на міцність пальця роблять за рівнянням

$$\frac{Pl}{2} = Wk_b \cong 0{,}1\,d^3 k_b \qquad (129)$$

---

[1] Щоб визначити величину P_m ординати кривої сумарних зусиль, прикладених до толока (див. фіг. 278), відкладає від розгортки кола обертання корби в точках, що відповідають тому або іншому положенню толока. Площу обмежену здобутою кривою, — кривою тиску на толок у функції часу — планіметрують і поділяють на довжину діяграми.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Допускається $k_l = 500 \div 600$ кг/см².

Питомий тиск чопа

$$= \frac{P}{ld} \qquad (130)$$

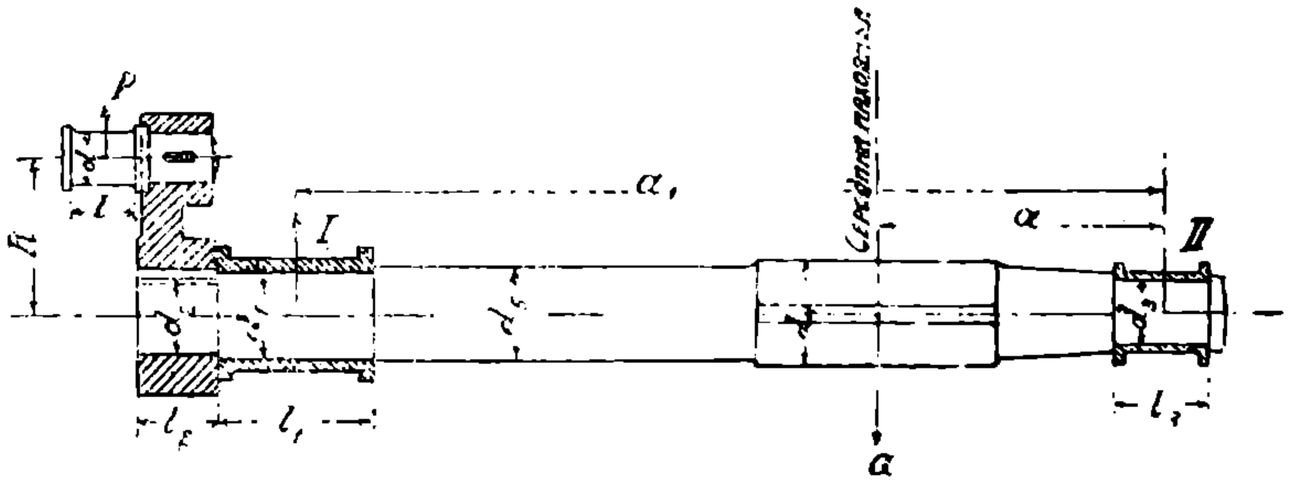
не повинен перебільшувати 70 — 75 кг/см².

Нормальний діяметр пальця корби

$$d = (0{,}22 \div 0{,}25)\ D$$

для штумпфівської машини

$$d \cong 0{,}33\ D$$



Фіг. 423. Корбовий вал.

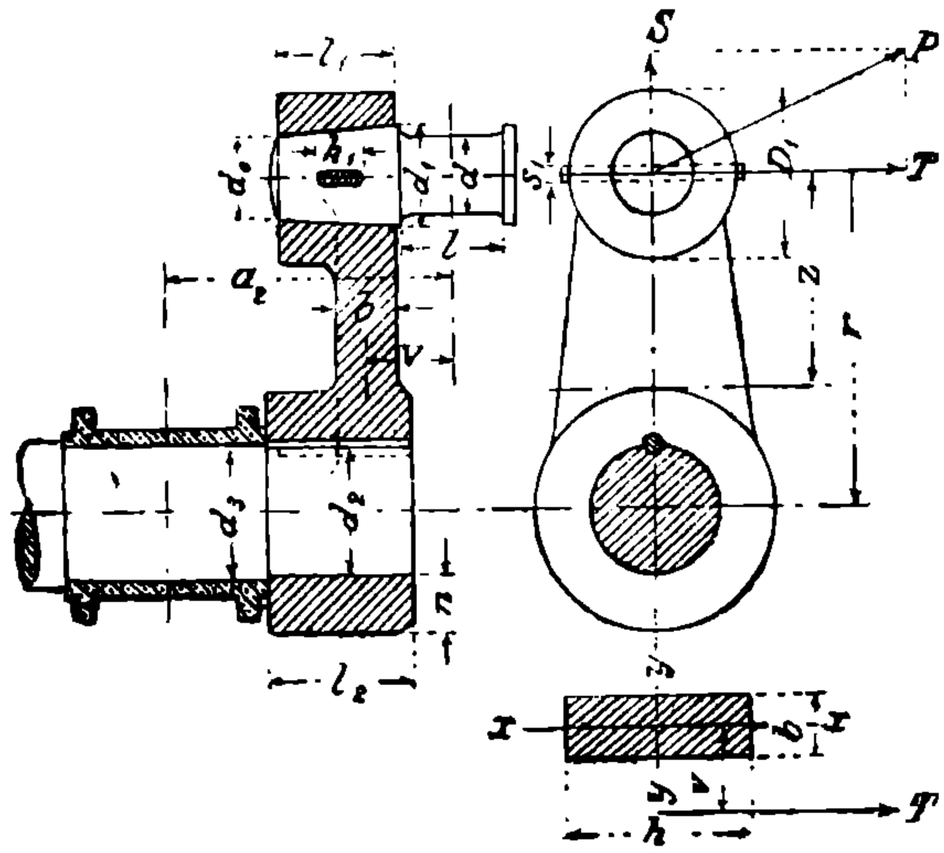
(D — діяметр парового циліндра).

Довжина пальця звичайно

$$l = (1 \div 1{,}2)\ d$$

Розміри корби вибирають за дальшим емпіричним співвідношенням (див. фіг. 424):

$$l_1 = (1{,}5 \div 1{,}75)\ d; \qquad h_1 = (0{,}3 \div 0{,}4)\ l_1;$$
$$s_1 = (0.2 \div 0{,}25)\ d. \qquad D_1 = 2d;$$
$$\frac{d_1 - d_0}{2} \quad \frac{1}{25} \div \frac{1}{15};$$



Фіг. 424. Корба.

d_2 — на $5 \div 8$ мм менше за d_3 (див. нижче);

$n = 0{,}4\ d_2 = 1$ см;

$l_2 — (1 \div 1{,}25)\ d_2$

НБ УДУНТ (ДНТ)

Розклавши силу P, що чинить на корбу, на дотичну (7) та радіяльну (S) складову, відзначімо, що перекрій корби на відстань z од центра пальця зазнає напруг:

1. Розтяжної (або стискної) — силою S,
2. Згинальної — моментом $M_2 = S\,v$.
3. Згинальної — моментом $M_1 = T\,z$.
4. Закрутної — моментом $M_d = T\,v$.

Силу T, щоб допустити її максимальну величину, можна взяти рівною з P. Нехтуючи при цьому незначною силою S та її моментом M_2, матимемо розрахункове рівняння для визначення розмірів тіла корби:

$$0{,}35\,M_1 + 0{,}65\,\sqrt{M_1^2 + M_d^2} = \frac{b\,h^2}{6}\,k_b \qquad (130)$$

Для литої сталі допускається $k_b = 600$ кг/см²*.

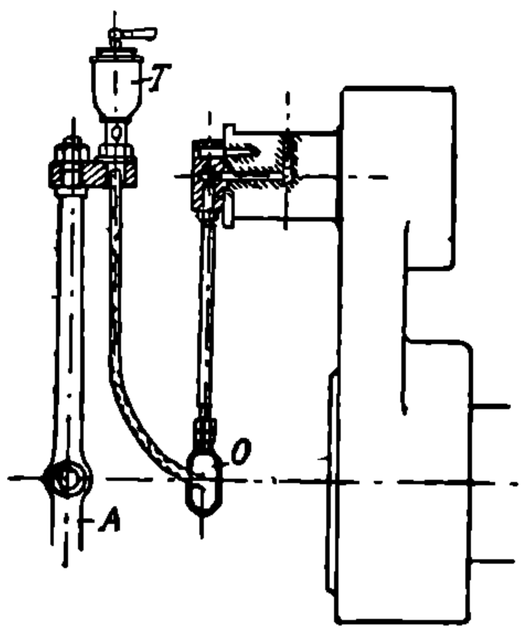
Потрібно також перевірити розміри корби для її мертвого положення за рівнянням:

$$\frac{P\,v}{\frac{1}{6}\,b\,h^2} + \frac{P}{bh} = k_b$$

$$P\left(v + \frac{b}{6}\right) = \frac{b^2 h}{6}\,k_b \qquad (131)$$

Корбу надягають на вал або гідравлічним пресом, або нагаряче.

У першому разі край вала роблять злегка конічний (1 : 50) залишаючи дірку в корбі циліндричною, у другому разі діяметр дірки холодної корби роблять у 1,002 ÷ 1,005 разів меншим за діяметр вала. В обох випадках для надійности забивають ще круглу або прямокутню клинову плішку.



Фіг. 425. Мастіння пальця корби.

Корбовий палець часто злучають із тілом корби так, як це показано на фіг. 424. Конічність хвостовика при цьому роблять 1 : 12 ÷ 1 : 15. Іноді корбу надягають гарячою, хвостовик пальця роблять або злегка конічним (1 : 50), або циліндричним, при чому в останньому разі його діяметр в холодному стані повинен бути в 1,002 рази більший за діяметр дірки в корбі.

Діяметр бунта на корбовому пальці роблять $1{,}2d + 0{,}4$ см, вишина його $0{,}15\,d + 0{,}5$ см.

Мастіння пальця корби звичайно злагоджують так, як на фіг. 425. З мавнички T, встановленої на огорожі машини, мастило стікає в збиральник O, розташований на осі вала. Відосередкова сила тягне мастило до центра пальця корби, відкіля воно внутрішньою просвердлиною попадає на вкладиш.

Переходячи до розрахунку самого вала, перш за все визначимо сили реакції в вальницях. Чинні сили є тиск P на чіп корби та вага маховика G (натягом паса, якщо він є, нехтуємо).

За мертвого положення корби реакція в вальниці I (див. фіг. 423) складається: із поземої сили

$$P_1 = P\,\frac{a_1 + a_2}{a_1}$$

та сторчової

$$G_1 = G\,\frac{a}{a_1}$$

Власне кажучи, напруга не повинна перебільшувати 400 кг/см. Більшу цифру допущено тому, що в розгляданому положенні корби, (під кутом $\cong 90°$), звичайно тиск на толок менший за розрахункову величину P, у зв'язку з розширенням пари.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Вислідна обох сил

$$R_1 + \sqrt{P_1^2 + G_1^2}$$

Для другої вальниці сила реакції

$$R_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + G_{II}^2}$$

де

$$P_{II} = P - P_I$$

$$G_{II} = G - G_I$$

Величину a_2, яку можна було лише завдалегідь намітити, тепер перевіряється визначенням довжини чопа l_1:

$$l_1 \geqslant \frac{R_1 n^*}{w} \qquad (132)$$

Сучинник w беруть до 30 000 для спижевих вкладнів, до 45 000 для вкладнів, залитих композицією.

Діяметр чопа розраховують на міцність за рівнянням

$$0{,}35\ M_b + 0{,}65\ \sqrt{M_d^2 + M_b^2} = 0{,}1\ d^3\ k_b, \qquad (133)$$

де: k_b — до 600 кг/см² $M_b = Pa_2$; $M_d = PR$

Питомий тиск

$$k = \frac{R_1}{l^1\ d_1} \qquad (134)$$

не повинен перевищувати 15 ÷ 22 кг/см²

З конструктивних міркувань бажано мати

$$d_1 \cong 0{,}4\ D,$$

а для штумпфівської машини

$$d_1 \cong 0{,}5\ D$$

$$l_1 = (1{,}4 \div 1{,}8)\ d_1$$

Розмір чопа вальниці II розраховують за аналогічними формулами:

$$l_3 \geqslant \frac{R_{II}\ n}{w} \qquad (132)$$

$$\frac{R_{II}\ l_3}{2} = 0{,}1\ d_3^3\ k_b \qquad (133)$$

$$l_3 d_3\ k = R_{II} \qquad (134)$$

Діяметр вала d_4 у місці встановляння маховика визначається за рівнянням

$$0{,}35\ M_b' + 0{,}65\ \sqrt{M_b'^2 + M_d^2} = 0{,}1\ d_4^3 k_b \qquad (133)$$

де

$$M_b' = R_{II} a;\ \ M_d = PR$$

Напругу k_b у цьому перекрої вибирають малу до 300 кг/см², щоб запобігти значному прогинові вала.

Якщо машина має пасову передачу, і напрям паса відомий, слід узяти до уваги натяг паса, геометрично додаючи його до ваги маховика та потім розкладаючи на позему та сторчову складові. При цьому точному розрахункові допущені вище напруги можуть бути трохи збільшені (до 700 кг/см²).

---

* Під час точного підрахунку замість l_1 слід підставити пересічну величину опорної реакції за один оберт вала.

НБ УДУНТ (ДІТ)

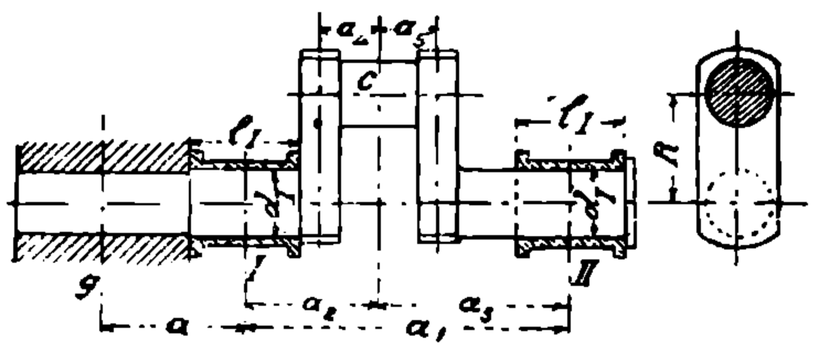
§ 129. Колінчастий вал[1]

Колінчастих валів завжди вживають у сторчових машинах, але іноді вони зустрічаються й у поземих машинах з розвилкуватою рямою.

Схематичну конструкцію одноколінчастого вала на двох опорах подано на фіг. 426. Чинними силами є тиск P, що його передає толок та вага маховика G прикладена в точці g (натягом паса пасової передачі нехтуємо). Від цих сил утворюються опорні реакції у вальницях:

$$\text{лівій (точка I): } G_{\mathrm{I}} = G\frac{a + a_1}{a_1} \text{ та } P_{\mathrm{I}} = P\frac{a_3}{a_1}$$

$$\text{правій (точка II): } G_{\mathrm{II}} \quad G_{\mathrm{I}} - G \text{ та } P_{\mathrm{II}} = P - P_{\mathrm{I}}$$



Фіг. 426. Колінчастий вал.

Вислідні R_{I} та R_{II} обох реакцій у кожній вальниці виходять у вигляді алгебричної суми P_{I} та G_{I} (або P_{II} та G_{II}) для сторчових машин, або в вигляді геометричної суми (як діягоналя паралелограма) — для поземих машин. Частини вала розраховують на найбільші сили реакції незалежно від їхніх напрямів.

Чіп корби c розраховують на крутильний момент

$$M_d = R_{\mathrm{I}} R$$

і згинальний момент

$$M_b = R_{\mathrm{II}} a_3,$$

при чому діяметр чопа визначається за формулою

$$0{,}35\ M_d + 0{,}65\ \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0{,}1\ d^3 k_b$$

(k_b допускається до 600 кг/см²).

Незалежно від цього розміру, чопи повинні задовольняти формулам (128 та 130) попереднього параграфа.

Для чопа вальниці 1 згинальний та крутильний моменти визначаються з формул:

$$M_b \quad G_a;\ M_d = PR$$

Розміри чопа можуть бути перевірені, крім того, на питому вагу та нагрів за формулою (132) і (134).

У вальниці II крутильний момент дорівнює нулеві, а тому й розміри його можна б було взяти менші, ніж вальниці I. Проте, із конструктивних міркувань обидві вальниці роблять однакових розмірів.

Рамено корби (коліно) завширшки b і завдовжки h зазнає чину згинального моменту

$$M_b = PR$$

та крутильного

$$M = R_2\ (a_3 + a_4) \quad - Pa.$$

Розміри рамена визначаються за формули:

$$0{,}35\ M_d + 0{,}65\ \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = \frac{bh^2}{6} k_b$$

Допускається k_b до 500 кг/см².

---

[1] Розрахунок валів коліцчастого та корбового подано в найпростішій схематичній формі. У відповідальних випадках рекомендується користатися точнішими методами розрахунку (див. напр., книгу проф., В. Ф. Шульца «Цапфы, оси и валы» Київ, 1927).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наведений розрахунок вала є лише схема. Для кожного з перекроїв вала слід визначити найбільшу напругу, яка постає в ньому. Тому, корисно визначити напруги для різних положень головної корби у першу чергу для мертвого положення та при найбільшому обертальному моментові.

Нормальні розміри чопа корби колінчастого вала:

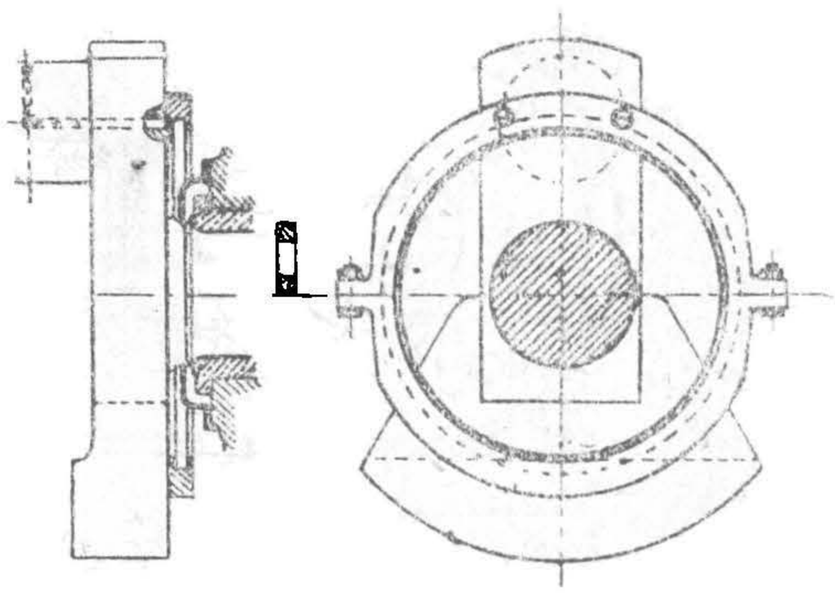
$$d = (0{,}45 \div 0{,}55)\, D,\ l = d;$$

чопи головної вальниці

$$d_1 = (0{,}45 \div 0{,}55)\, D,\ l_1 \cong 2d_1$$

У штумпфівських машинах звичайно

$$d \cong 0{,}425\, D;\ l = 0{,}9d \div d;\ d_1 \cong 0{,}425\, D$$



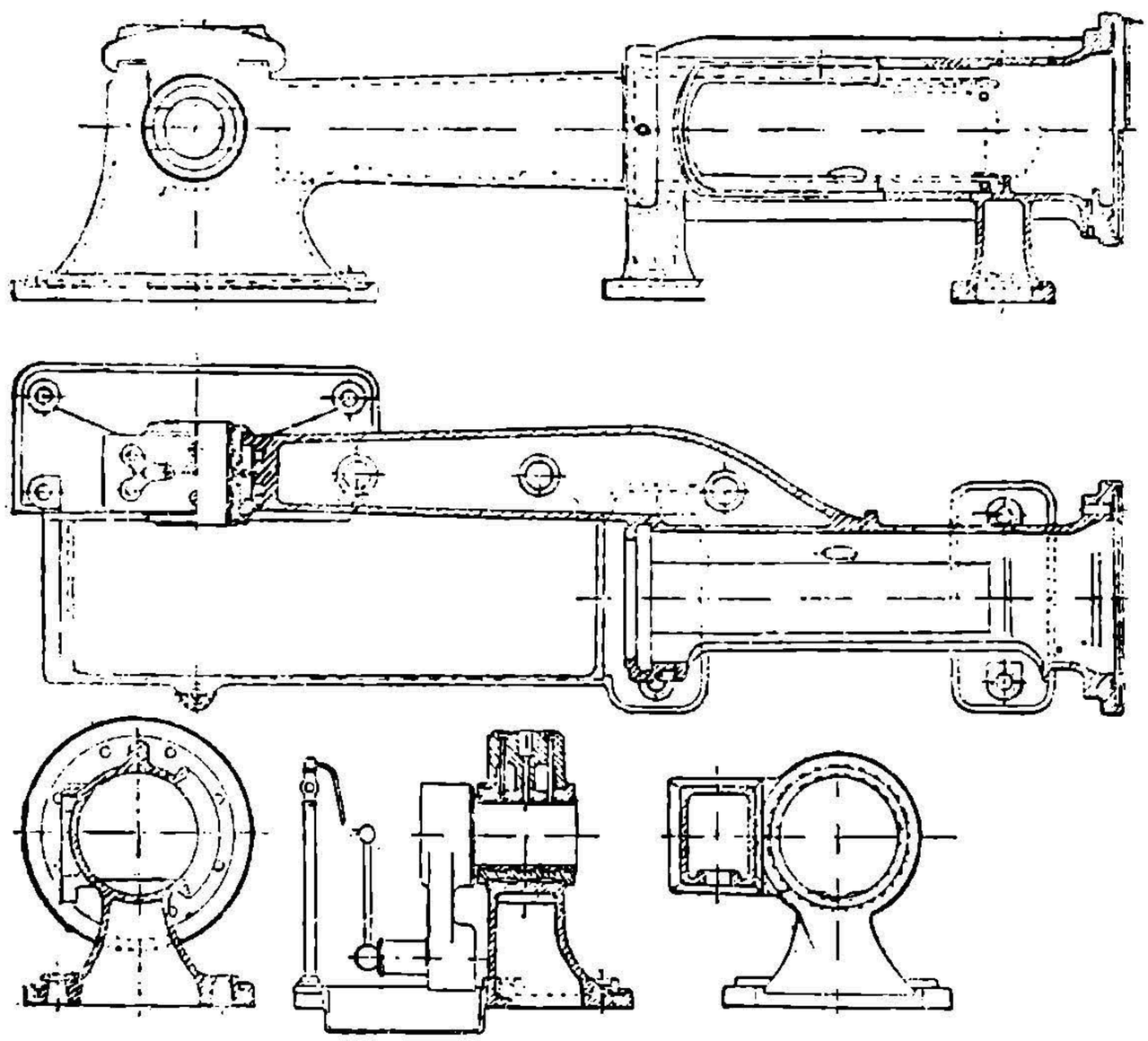
Фіг. 427. Мастіння корби колінчастого вала.

Чопи колінчастої корби звичайно мастять із кільця, привинченого до коліна (фіг. 427), куди мастило подається із крапляної мазнички. Відосередкова сила відкидає мастило до периферії кільця, відкіля просвердлиною вподовж осі чопа та впоперек його йде до вкладнів гонкової голівки.

§ 130. Рама та головні вальниці

Конструкцію багнетуватої рями для корбового вала показано на фіг. 428.

Коввулі, як звичайно, мають круглий перекрій і вирізані з одного боку

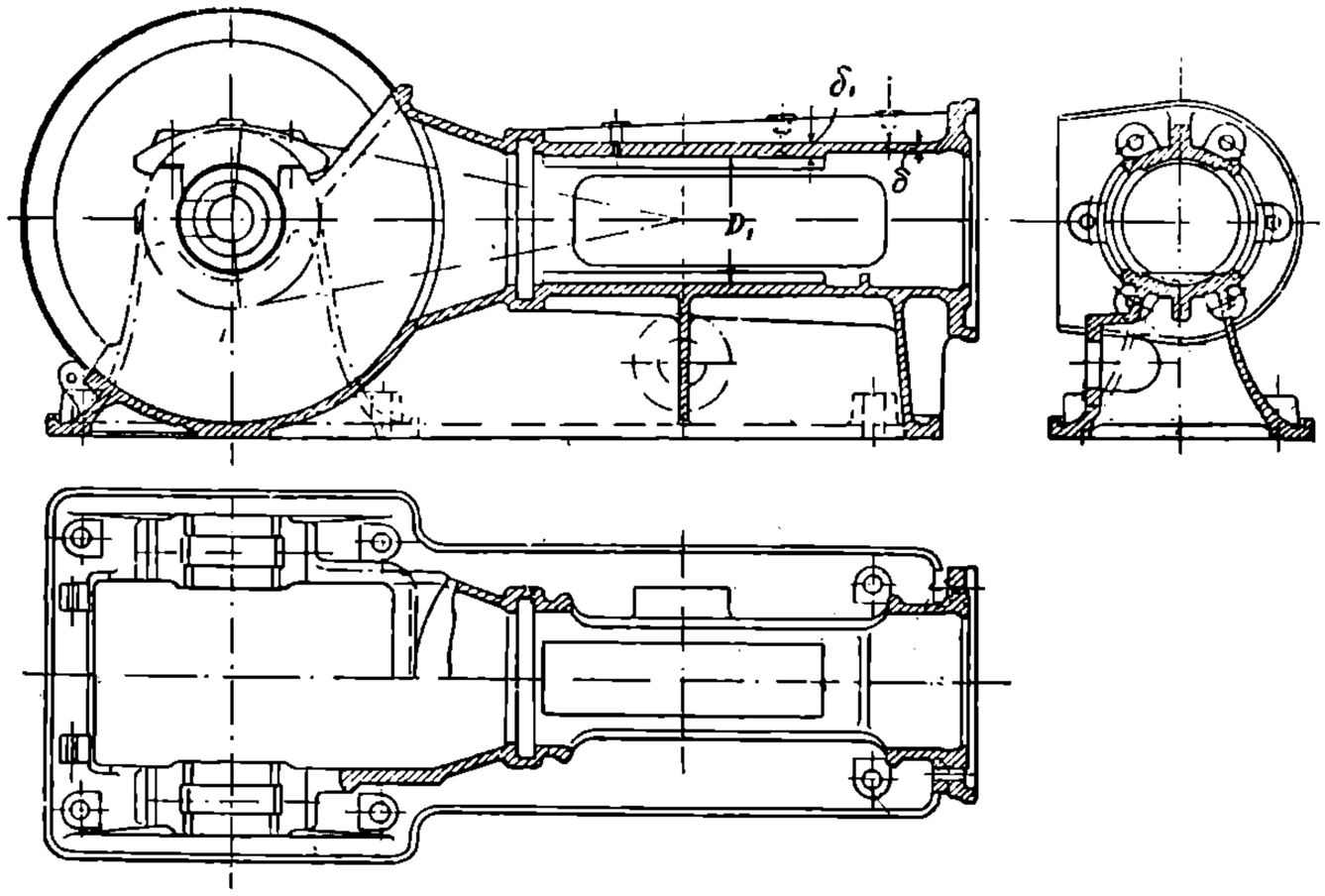


Фіг. 428. Багнетувата рама.

для доступу до ковзанця й защільника. У невеликих машинах під коввулями лап іноді не роблять. Від коввуль до кінця рями на фундамент кладуть чавунне або залізне корито для збирання мастила з рухових частин. Згори останні

НБ УДУНТ (ДІТ)

звичайно обгороджують залізом або чавунним кожухом. Питомий тиск рями на фундамент від власної ваги та сил інерції під головною вальницею не повинен перебільшувати 2 кг/см². Фундаментні прогоничі повинні бути перевірені на сили інерції, згідно із вказівками в параграфі 88.



Фіг. 429. Розвилкувата рама.

Конструкцію р о з в и л к у в а т о ї рями видно з фіг. 429 та 430. Тут ковзулі відкриті з обох боків. Рама має значну опорну поверхню. Корито під корбою вилите разом із рямою, зверху рухові частини закриті валівним кожухом.

У рямах обох конструкцій дотримують таких розмірів.

$$D_1 = D \div (D + 30) \text{ мм}$$

(D — діяметр циліндра)

$$\delta = \frac{1}{20} D + 5 \text{ мм}; \quad \delta_1 = \delta + (6 \div 15) \text{ мм}$$

Діяметр фундаментових прогоничів вибирають

$$d_1 = 0{,}05\, D + 20 \text{ мм}$$

Раму розраховують на згин і розтяг. Через те що визначити згинальну напругу досить важко, для орієнтовного розрахунку можна обмежитися знаходженням розтяжної напруги

$$k_2 = \frac{P}{f},$$

де f — площа поперечного перекрою рями в найслабшому місці. При цій методі розрахунку допускається

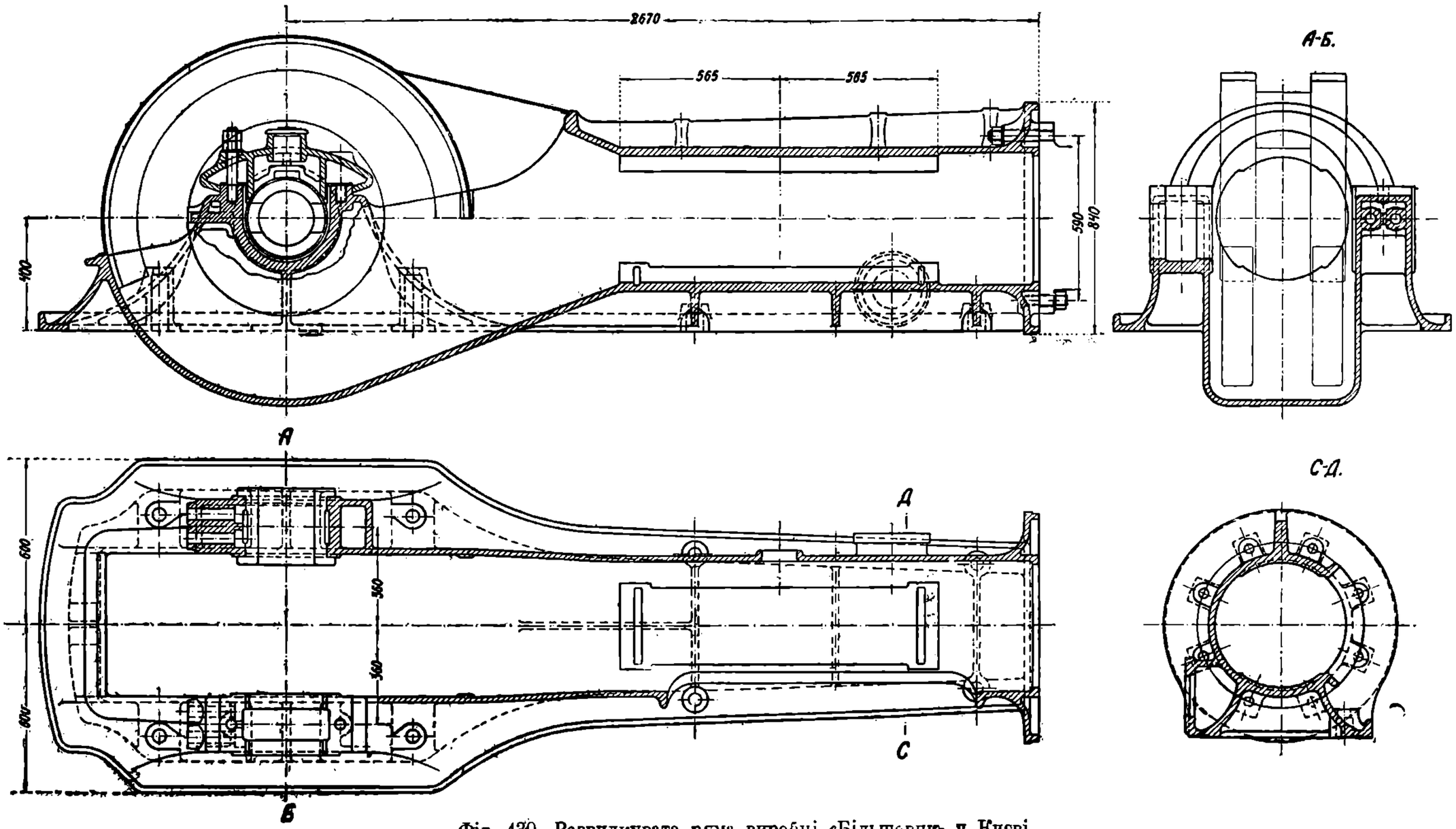
$$k_2 = 40 \div 50 \text{ кг/см}^2$$

Прогоничі, що скріплюють раму з циліндром, звичайно роблять із діяметром не меншим за 7/8″. Напруга на розрив силою P у цих прогоничах не повинна перебільшувати 500 кг/см².

На фіг. 431 подано рисунок закритої рями (колони) сторчової машини, циліндер якої подано на фіг. 381.

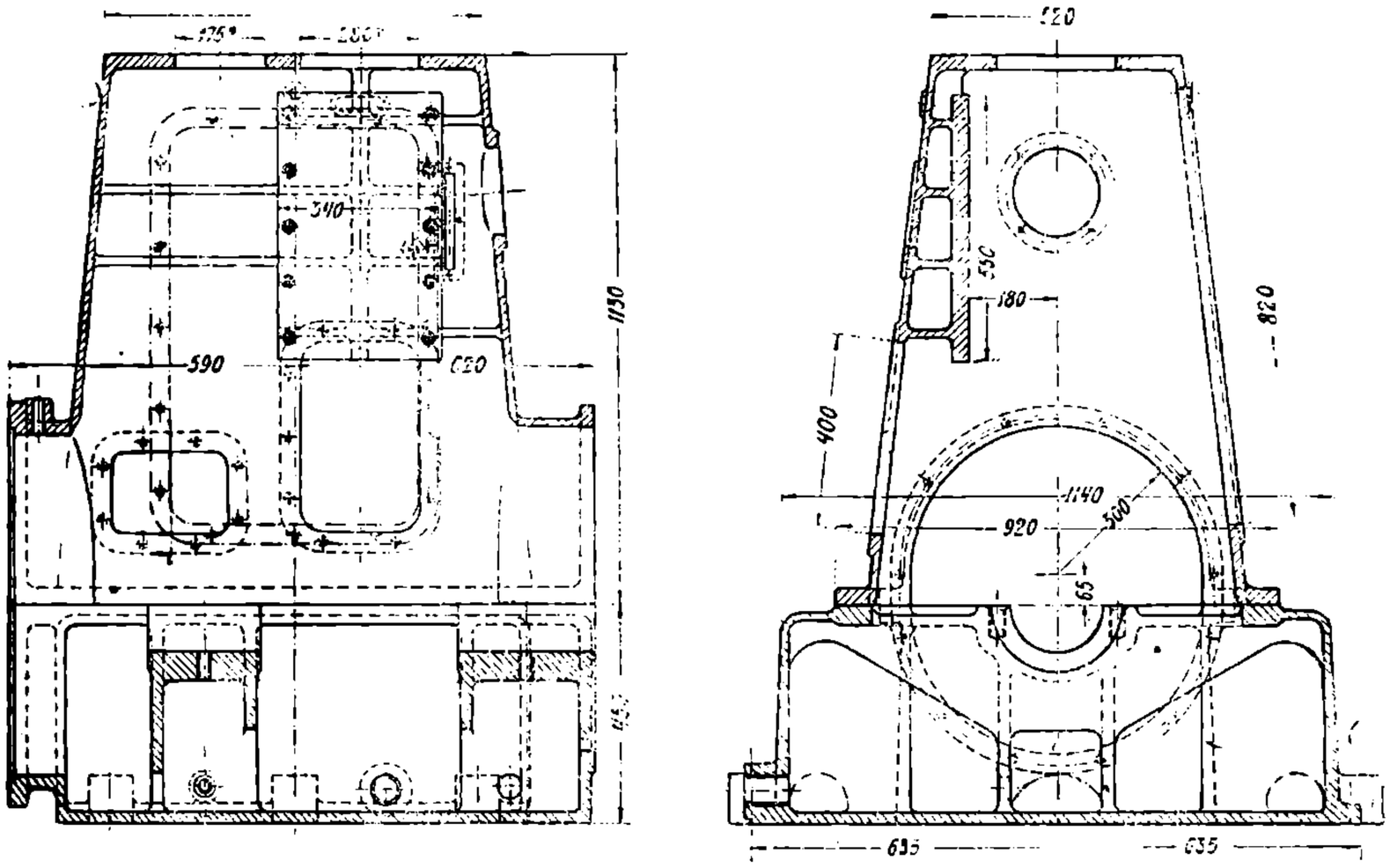
Г о л о в н і в а л ь н и ц і звичайно виконують із чавунними вкладнями, залитими бабітом. Вкладні роблять рознімані з чотирьох частин. Підтягають

НБ УДУНТ (ДІІТ)



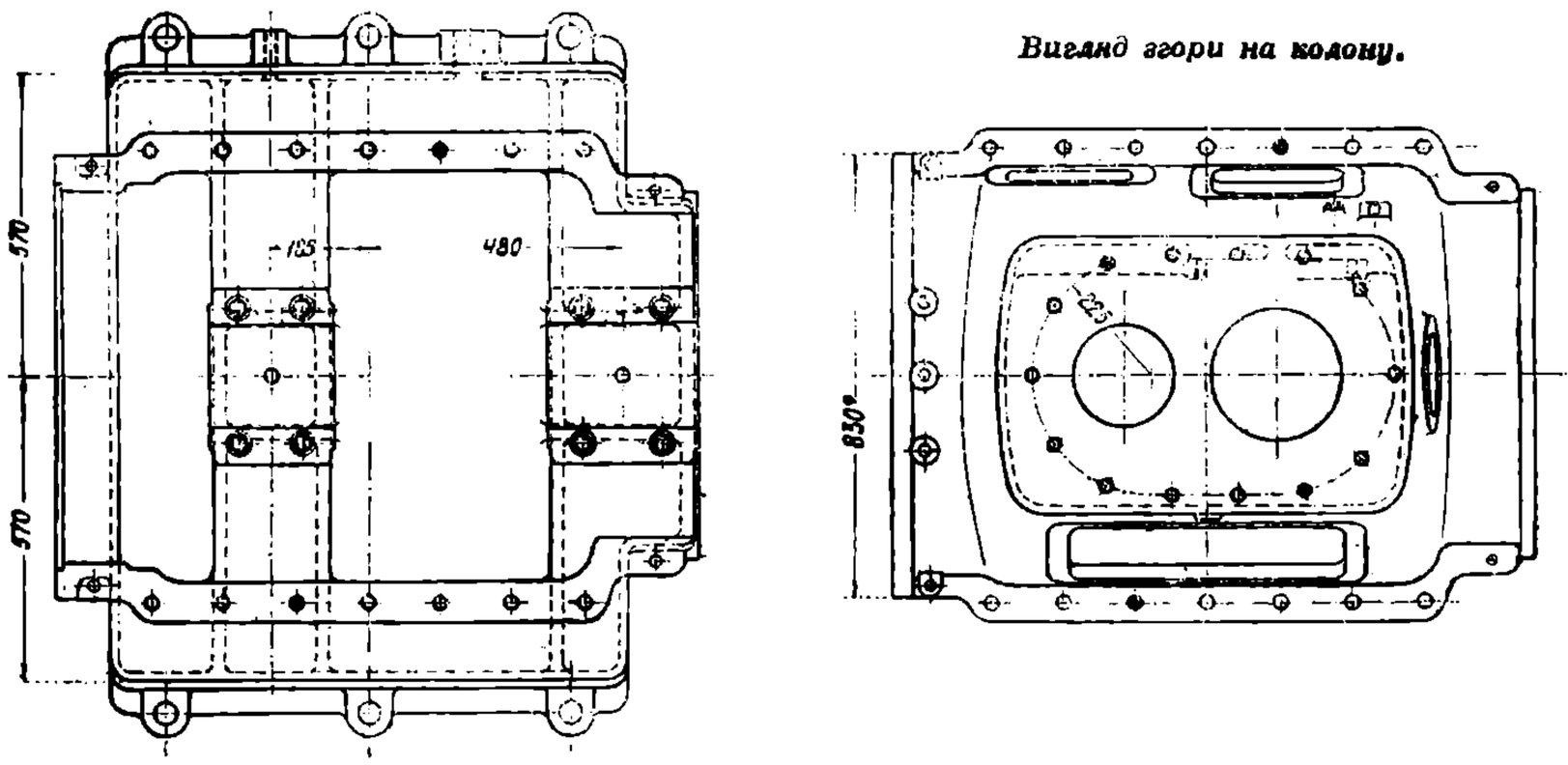
Фіг. 430. Розвилкувата рама виробці «Більшовик» у Києві.

НБ УДУНТ (ДІТ)

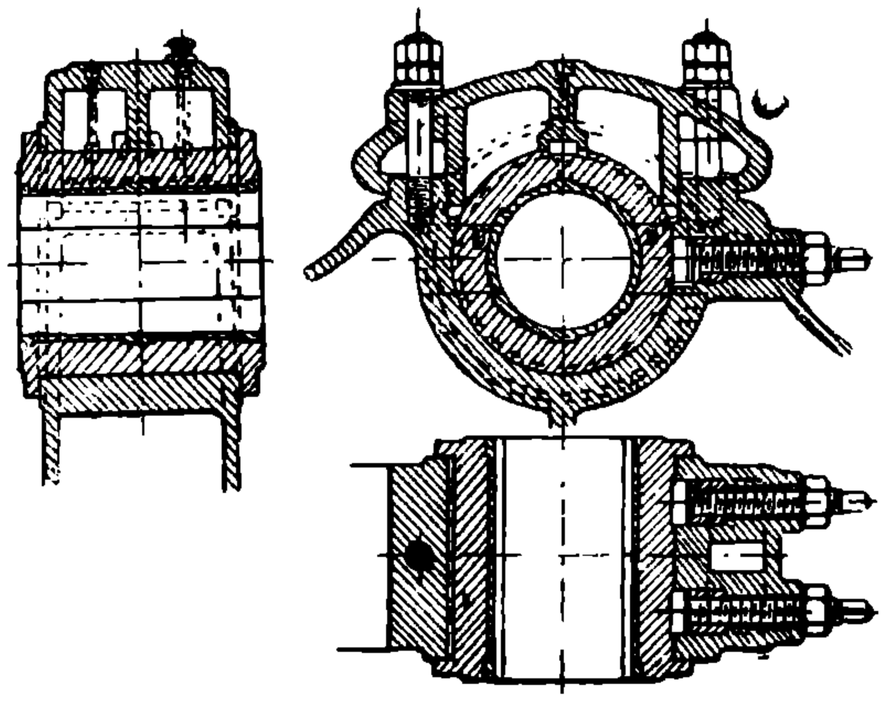


Вигляд згори на фундаментову плиту.

Вигляд згори на колону.



Фіг. 431. Колона сторчової шв. рушної машини «Erste Brünner Maschinenfabrik» **А.**—Gr.

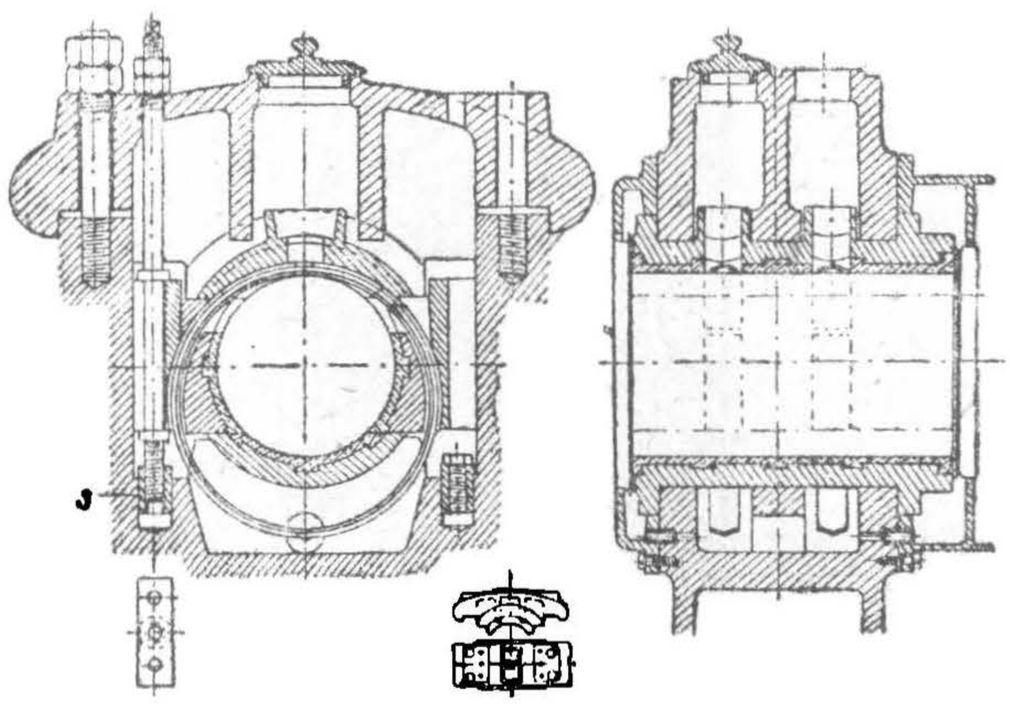


Фіг. 431 а. Головна пальцина.

НБ УДУНТ (ДШТ)

їх або бічними натискними прогоничами (фіг. 431а) або клинами. Приклад останньої конструкції з кільцевим мастінням показано на фіг. 432. Цю конструкцію слід визнати за доцільнішу від першої щодо можливости рівномірного підтягання вкладнів.

На фіг. 433 подана оригінальна конструкція вальниці Ґерліцької виробні «В у м а ґ» із залитими в тіло нижнього вкладня залізними трубками, якими



Фіг. 432. Головна вальниця.

циркулює вода. Цю конструкцію слід застосовувати в великих швидкорушних машинах, де природне охолодження вальниць недостатнє і величина w у формулі (132) виходить за допускні межі.

За приклад конструкції вальниці сторчової машини може бути фіг. 434. Тут вкладні складаються лише з двох частин, що рознімаються по осі вала.

Товщина чавунних вкладнів (див. фіг. 422) звичайно становить

$$s = (0{,}14 \div 0{,}16)\, d + (12 \div 16) \text{ мм}$$

Товщину бабітового залиття вибирають із таблиць на стор. 388.

Питомий тиск бічного вкладня на клина для підтягання не повинен перебільшувати 200 кг/см^2.

Діяметр покришкових прогоничів поземих машин можна взяти

$$\Delta = 0{,}1\, d + (8 \div 13) \text{ мм},$$

де d — діяметр чопа.

Діяметр прогонича для підтягання клина

$$\Delta_1 = \Delta - {}^1/_2{}''$$

Покришкові прогоничі сторчових машин слід розрахувати на силу P.

§ 131. Маховик

Під час розрахунку маховика на сталість кутової швидкости обертання (див. § 85) визначають: його вагу G, діяметр D_k та площу поперечного перекрою обода f. Цих даних досить для вибору конструкції маховика й розрахунку його на міцність.

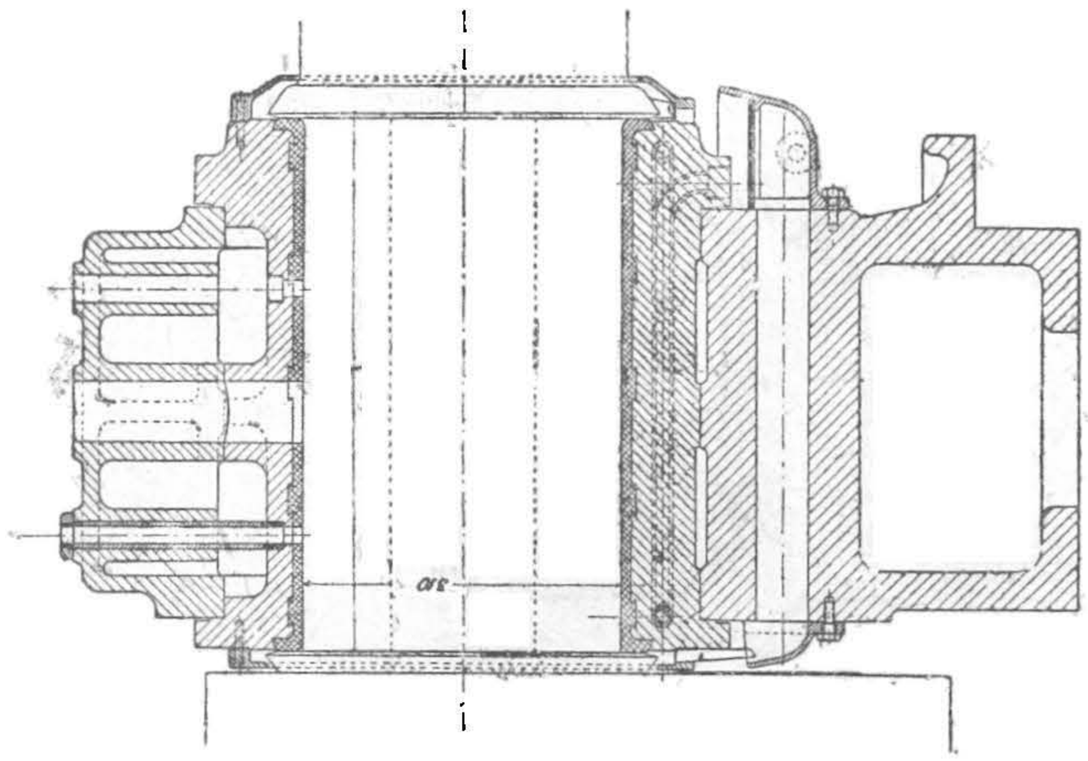
Дуже часто маховики виконують ролю крутнів; у цих випадках профіль їхнього обода повинен відповідати розмірам паса або коділ.

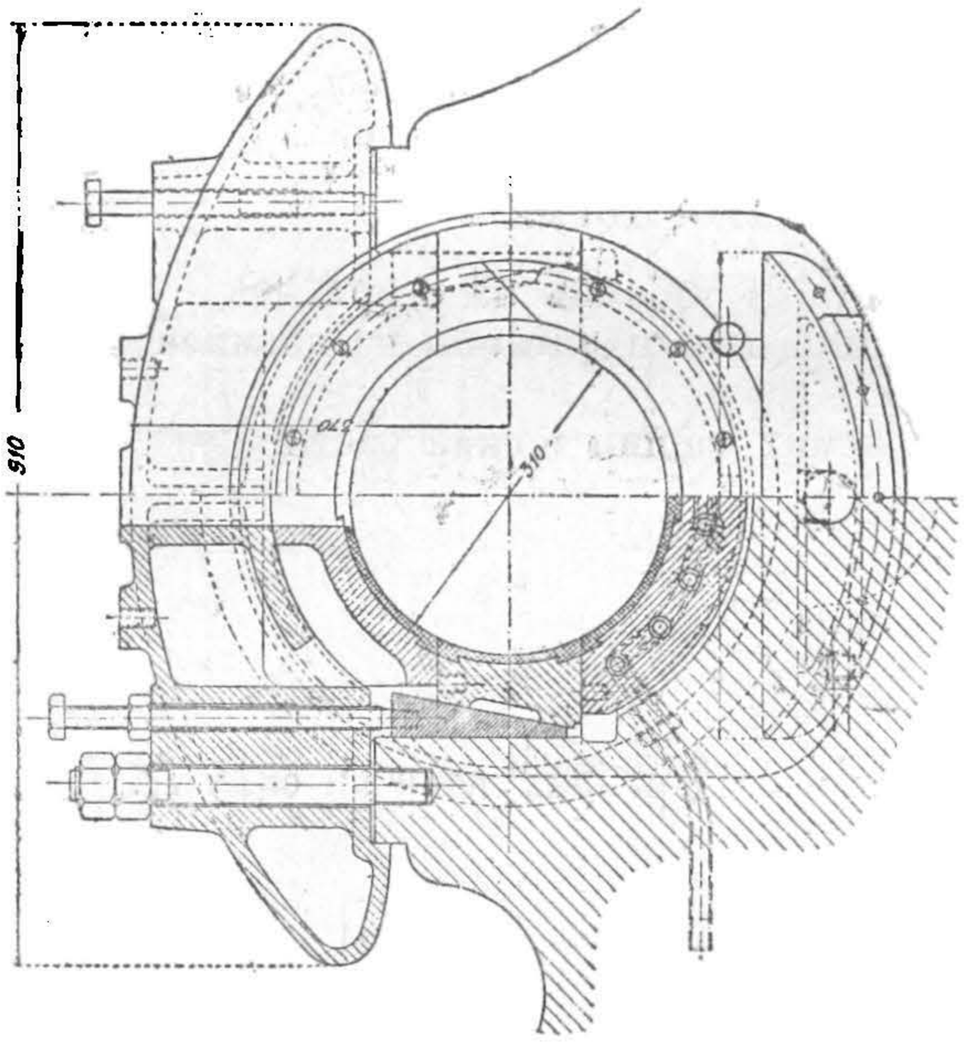
Якщо маховик надягнений на вільний кінець вала, його можна зробити суцільним (звичайно, коли діяметр до 2 м). А в більшості випадків маховики доводиться робити рознімані, до того ж конструкції злуки маховикових частин слід приділити особливу увагу, зважаючи на відповідальність її роботи. Кодільні маховики великої ширини роблять скрутні й по своїй ширині.

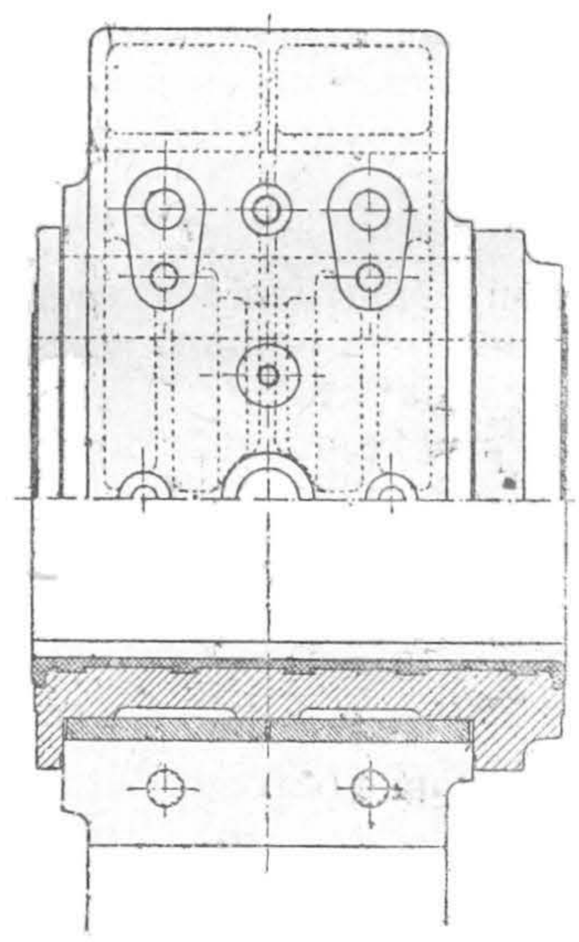
НБ УДУНТ (ДІТ)

Одну з конструкцій маховика подано на фіг. 435. Обидві половинки маховика скріплено одну з одною прогоничами на ободі та втулку; крім того, на втулку є двоє кілець, надягнених у гарячому стані, які стягають утулок.

У маховику на фіг. 436 ровнім зроблений по спиці. Утулок стягнутий прогоничами, а на ободі, кр м прогоничів, надягнені в гарячому стані залізні кільця.







Фіг. 433. Вадьлиця із штучним охолодженням виробці «Wumag».

Слід відзначити, що злучання частин маховика за допомогою кілець, надягнених гарячими не можна дуже рекомендувати, (так для утулків, як й для обода). Це злучання вимагає велик і старанности виготовляння і при такій злуці дуже важко розбирати та складати маховик під час ремонту.

Злуки частин маховика, що часто зустрічається, подані на фіг. 437. Загвіздок, закладений у ґари, вилитий в ободі, стягає маховик за допомогою двох клинів. Утулок маховика при цьому скріпляють за одним із вищеописаних способів.

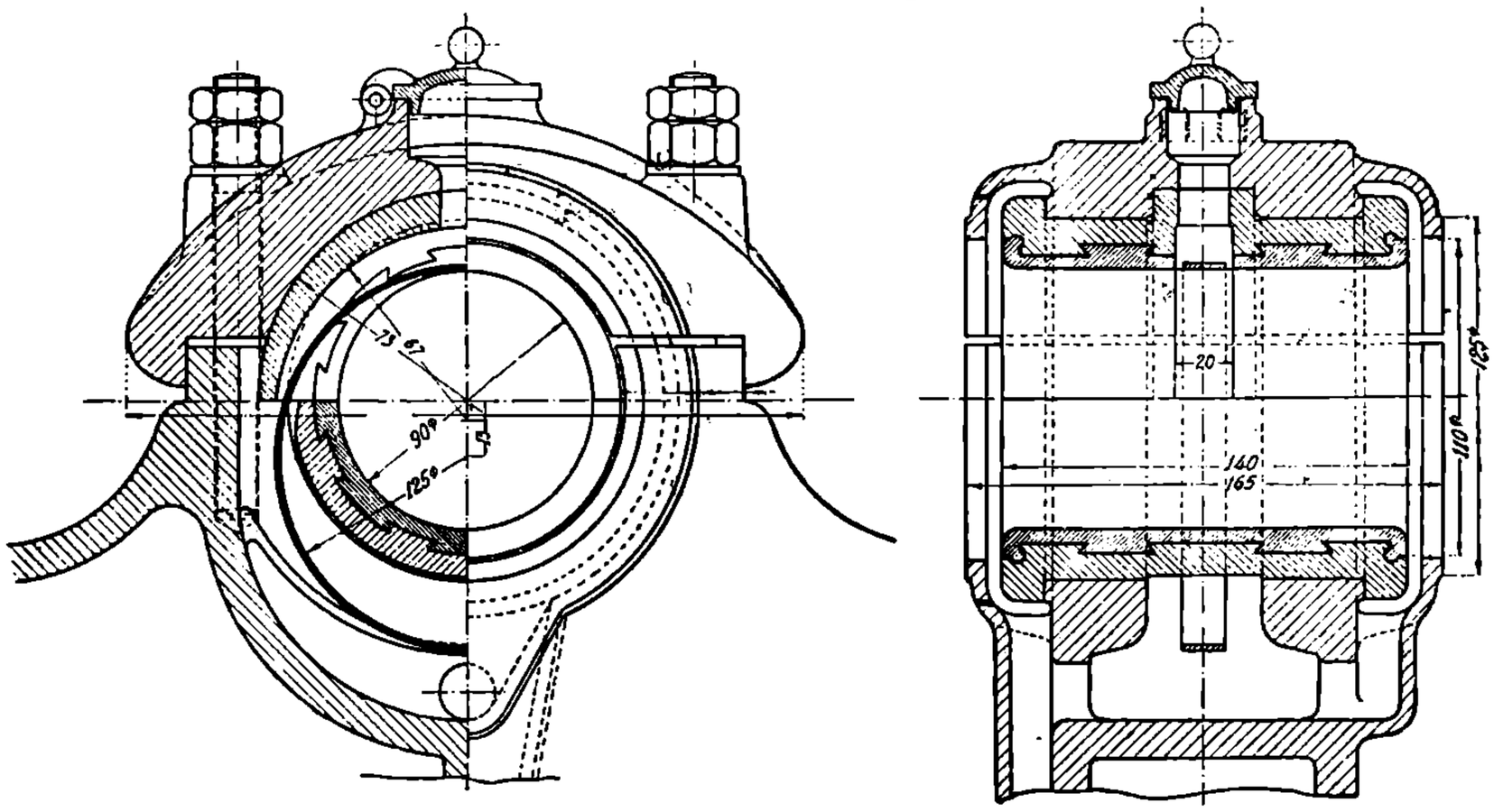
НБ УДУНТ (ДІТ)

Напруга в ободі маховика, коли його розглядати як вільно обертове кільце,

$$\sigma_z = 0{,}074\ v^2 \text{ кг/см}^2 \qquad (135)$$

де v — колова швидкість на ободі в м/сек.

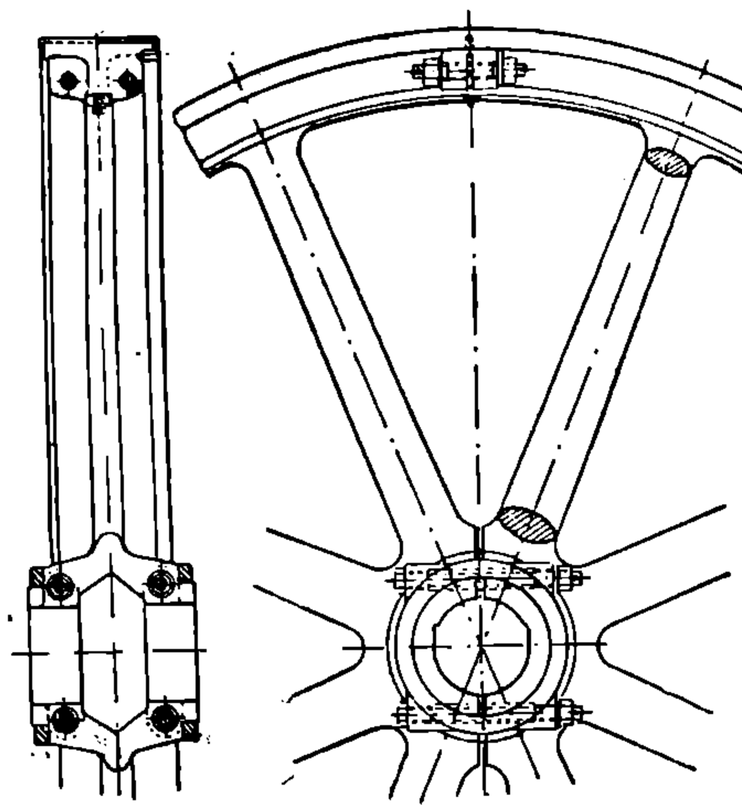
Через те, що є спиці, які спричиняють напруги від згину, в дійсності слід



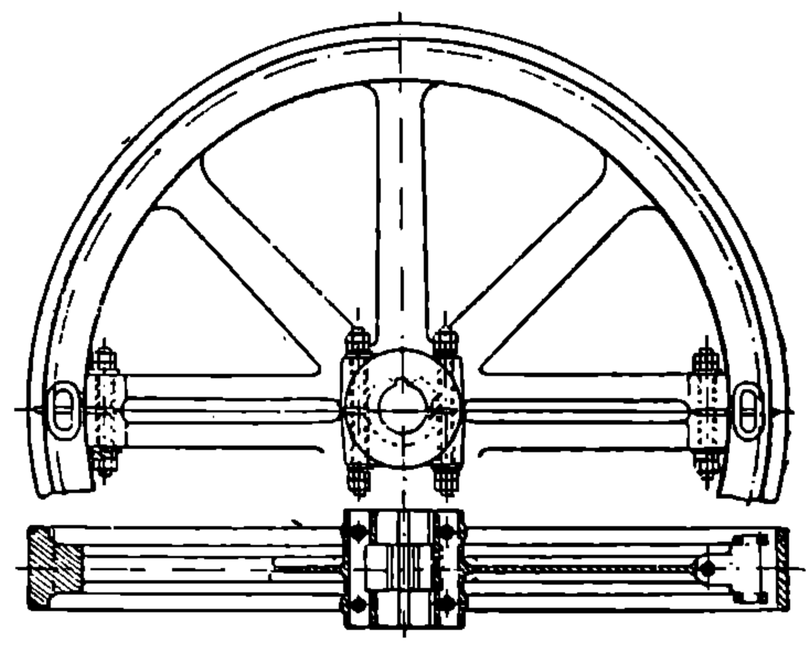
Фіг. 434. Вальниця сторчової швидкорушної машини Сумської машинобудівельної виробні.

вважати напругу в ободі за більшу в 2 — 3 рази проти вищезазначеної. Щоб не перебільшувало 200 кг/см², v беруть не більше за 30 м/сек.

Число спиць і звичайно становить 6 — 8. Розміри спиць повинні бути перевірені на розтяг та згин.



Фіг. 435. Маховик.



Фіг. 436. Маховик.

Розтяжна напруга від відосередкової сили

$$\sigma_z = \frac{qv^2}{gK_k f_o i} \text{ кг/см}^2 \qquad (136)$$

де

$$g = 9{,}81 \text{ м/сек.}$$

R радіюс маховика (правильніше взяти радіюс центра ваги обода) у м

f_o — найменший поперечний перекрій спиці в см².

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Згинальна напруга в спиці й утулку постає під чином моменту від колового зусилля P_k.

Якщо обода маховика не використовується для передавання роботи машинам-знаряддям (себто маховик не є одночасно й крутень), то P_k беруть вдвоє більше за п е р е с і ч н е колове зусилля на ободі, себто

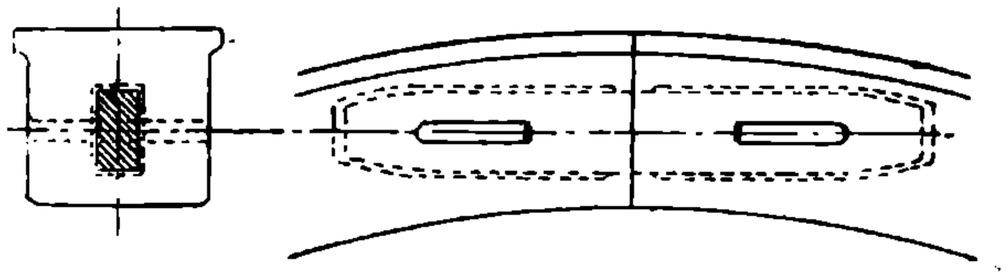
$$P_k = \frac{2.75\,N_e}{v} = \frac{150\,N_e}{v} \tag{137}$$

Сучинник 2 запроваджується з тих міркувань, що в машинах-знаряддях можуть постати раптові значні опори, що збільшують колове зусилля на ободі маховика.

Якщо маховик є одночасно й крутень, то

$$P_k = \frac{T_{max}\,R}{R_k} \tag{138}$$

де T_{max} — найбільша танґенціяльна сила, прикладена до пальця корби a



Фіг. 437. Кріплення обода загвіздком.

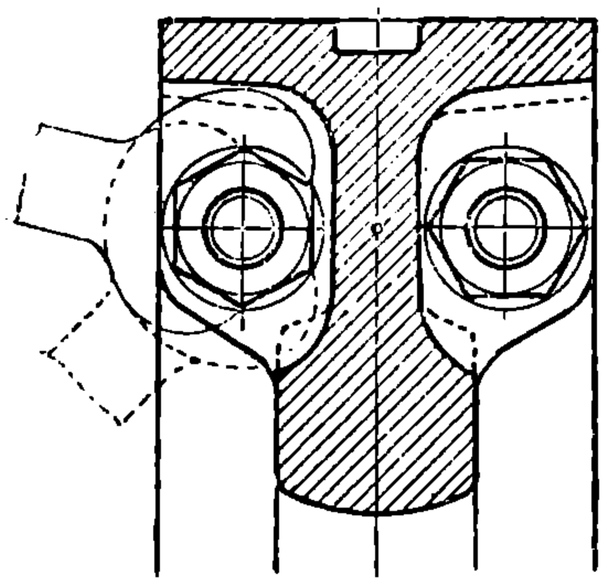
(вивначають її аналітично за § 84, або беруть із діяграми танґенціяльних зусиль — фіг. 280); R — радіюс корби.

Припускаючи, що момент сили P_k передається всім спицям, находимо

$$\frac{P_k\,l}{i\,W}\ \text{кг/см}^2 \tag{139}$$

(l — довжина спиці в см).

Момент опору для еліптичної спиці (розміри перекрою: a та b):



Фіг. 438. Профіль обода маховика.

$$W = 01ab^2\ \text{см}^3$$

Сумарна напруга в чавунній спиці не повинна перебільшувати 150 кг/см², у залізній—400 кг/см².

Прогоничі, що скріплюють дві половинки обода, розраховують на розрив силою Q, що відповідає напрузі в ободі, але збільшеній на затягання прогоничів та для надійности в 1,4 рази:

$$Q = 1{,}4\ .\ 0{,}074\ v^2 f \tag{140}$$

Напруга k_z у прогоничах допускається до 500 кг/см².

При злуці загвіздком (фіг. 437), силу Q беруть

$$Q = 1{,}2\ .\ 0{,}074\ v^2 f,$$

і загвіздок розраховують на розрив цією силою (для заліза $k_z < 500$ кг/см²). Клини, що притримують загвіздок, розраховують по силі Q на згин та зминання (див. стор. 380) Згинальну напругу в стальних клинах допускають до 800 кг/см², напругу на зминання чавуну — до 600 кг/см², заліза — до 1000 кг/см².

Кріплення бажано розташовувати в центрі ваги обода, для того, щоб запобігти моментові, що згинає злучні прогоничі або загвіздок. Тому, під час

НБ УДУНТ (ДІТ)

злучання частин маховика прогоничами, можна рекомендувати профіль обода, показаний на фіг. 438, де вісь прогоничів проходить якраз через центр ваги обода.

Товщину утулка маховика вибирають

$$0{,}4\,d + (9 \div 11)\ \text{мм},$$

де d — діяметр отвору для вала.

Діяметр прогоничів, що скріпляють обидві половини утулка можна взяти рівний із

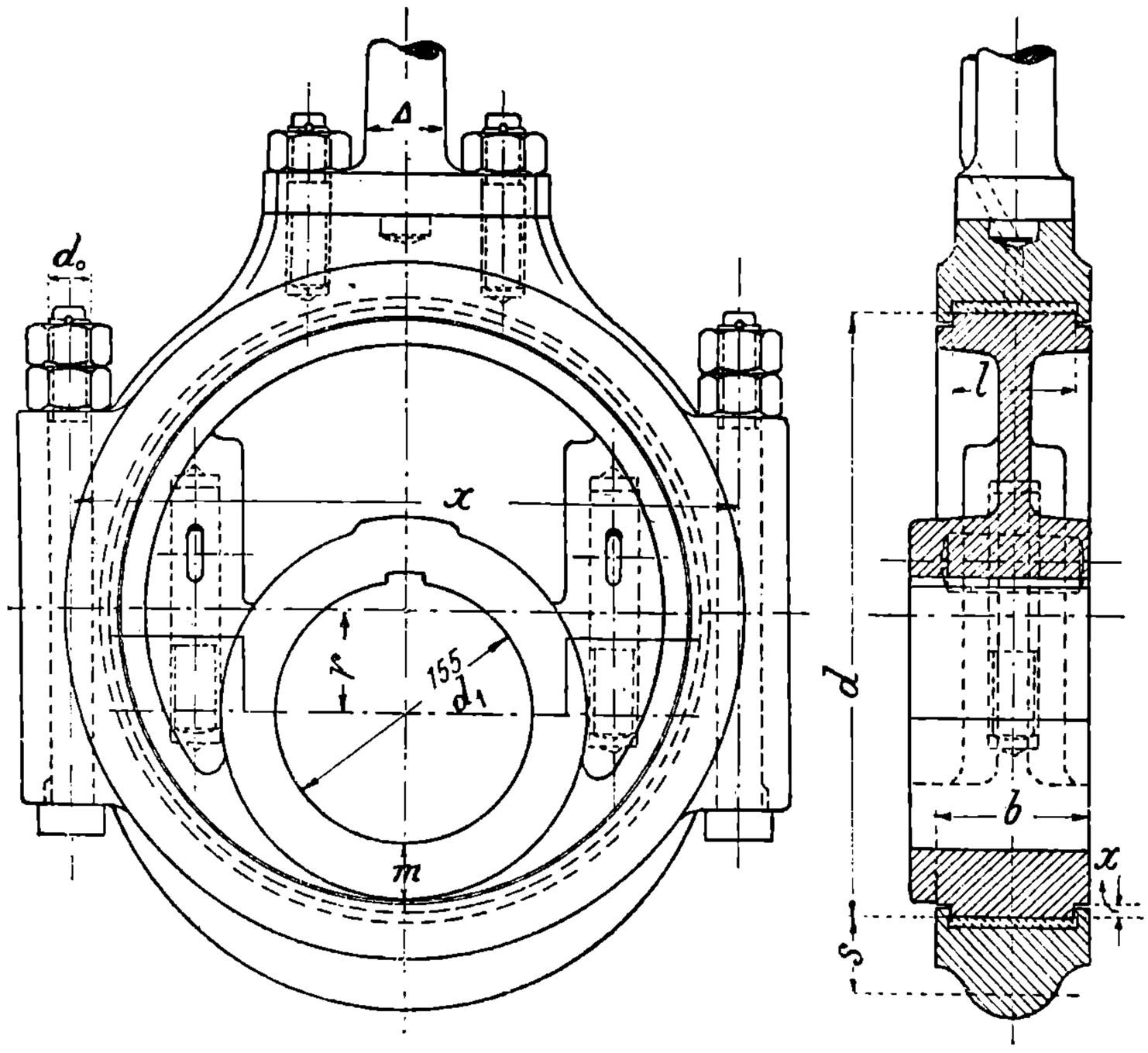
$$0{,}1\,d + (15 \div 25)\ \text{мм}$$

Кільця, що стягають утулок, звичайно роблять квадратового перекрою, завтовшки в $0{,}7 \div 0{,}8$ діяметра прогонича.

Площа поперечного перекрою всіх прогоничів і кілець, що скріпляють утулок маховика, повинна бути не менша за 0,8 від площі поперечного перекрою кріплення обода.

§ 132. Ексцентрик

Типову конструкцію сувакового ексцентрика показано на фіг. 439. Чавунне ексцентрикове кружало складається з двох половин, злучених шпинями та клинами; чавунний же вірвант залито бабітом. Мастило подається трубкою в мазнички, розташованої на ексцентриковому тягелі.



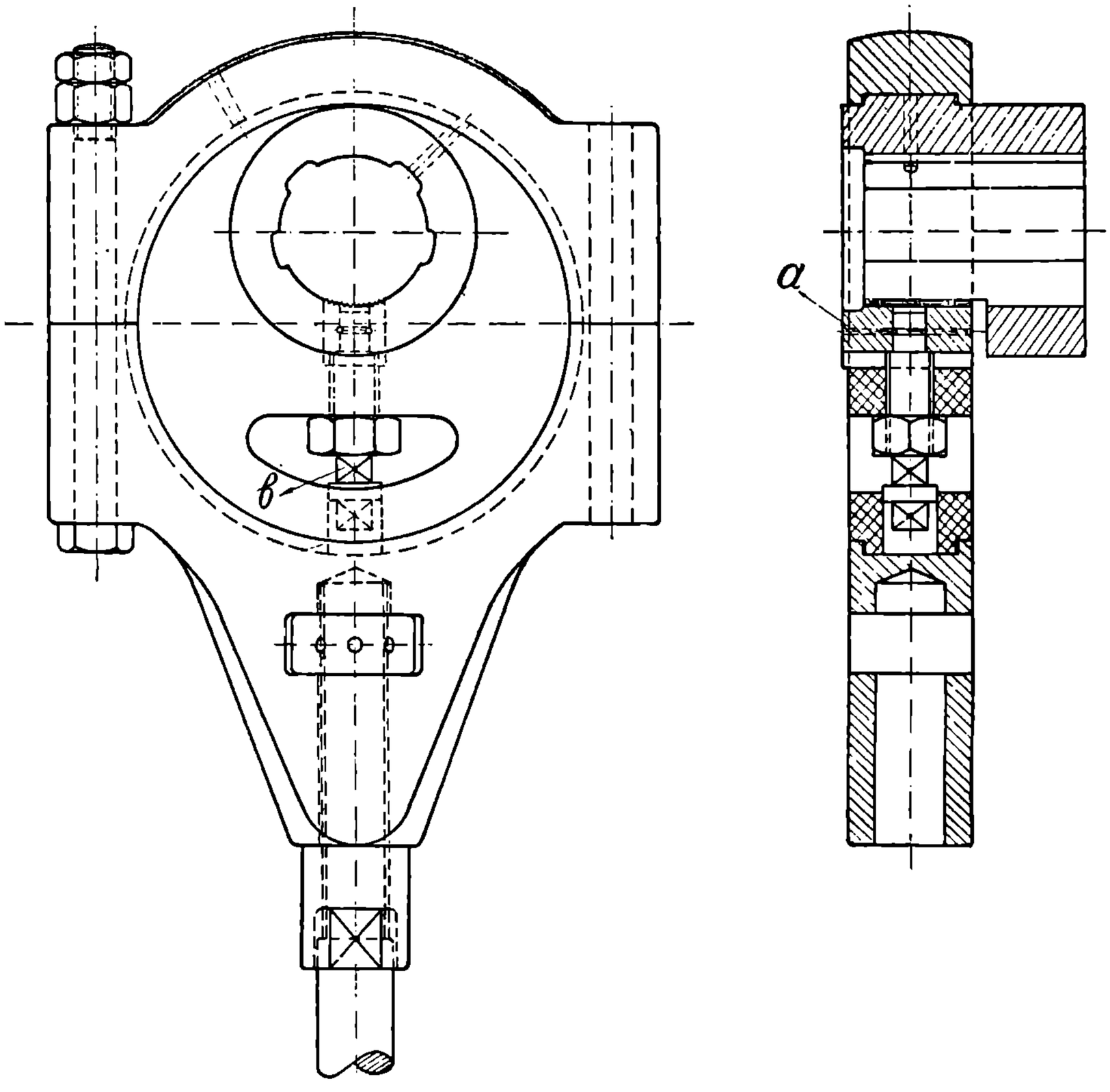
Фіг. 439. Ексцентрик сувакового розподілу.

При хлипакових пароросподілах вірванти (рідше кружала) виковують іноді із заліза або сталі. Ексцентрикові кружала можуть бути зроблені й суцільні, звичайно, обраховуючи змогу розбирання та складання машини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

На фіг. 440 показано конструкцію ексцентрика (хлипакового пароросподілу), що дозволяє легко змінятн кут плішення ексцентрика на валу. Ексцентрикове кружало не надягнене на пліщку, а його втримує від обертання клин із зубчатою насічкою, який прогоничем *b* притискається до вала, який у цьому місці має таку саму насічку.

У цій конструкції можна звернути увагу на спосіб укріплення ексцентри-



Фіг. 440. Переставний ексцентрик виробні «Maschinenbaugesellschaft Karlsruhe».

кового тягеля, що легко дозволяє змінятн його довжину (у конструкції на фіг. 439 цього досягають переліжками між крисами тягеля та ексцентриком).

У машинах з циліндричними суваками або з хлипаковим пароровподілом звичайно ексцентриків не розраховують на міцність, з огляду на незначність чинного зусилля.

У плоских суваках приймають зусилля, потрібне для зсування сувака

$$P_s = 0{,}2\ p_1 \cdot f \qquad (141)$$

де p_1 — абсолютний тиск пари у суваковій коробці,

f — неврівноважена опорна поверхня сувака в см².

Ширину l робочої поверхні ексцентрика (див. фіг. 439) при умові допускного нагріву визначають із формули

$$l \geqslant \frac{P\ n}{w} \qquad (142)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

де $w = 20\,000$, коли вірвант має бабітове залиття.

$w = 10\,000$, коли залізний вірвант працює по чавунному кружалі.

Пересічну товщину s вірванту в найнебезпечнішому місці находиться із рівняння.

$$\frac{b\,s^2}{6}\,k_b = \frac{P_s}{2}\left(\frac{x}{2} - \frac{d}{4}\right) \qquad (143)$$

де для чавуна

$$k_b = 150 \text{ кг/см}^2,$$

для заліза

$$k_b = 300 \text{ кг/см}^2$$

Найменшу товщину утулка чавунного ексцентрикового кружала беруть:

$$m = 0{,}1\ (2r + d_1) + (5 \div 10) \text{ мм}.$$

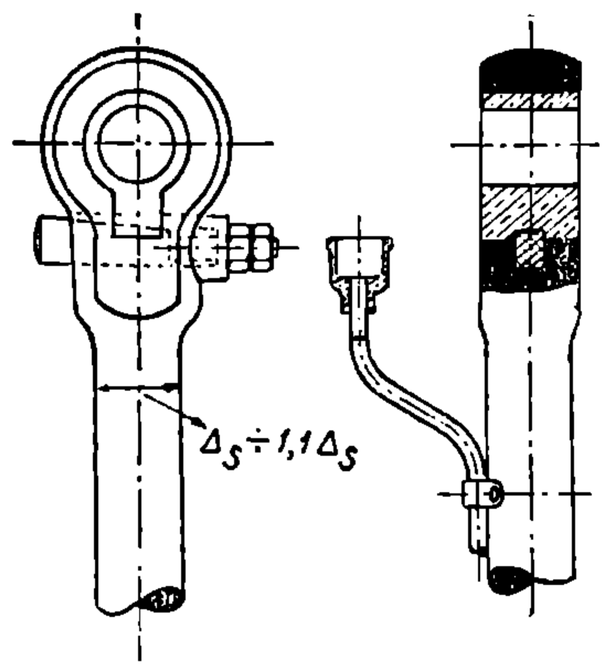
Зовнішній діяметр кружала виходить рівний із:

$$d = 2\,(r + 0{,}5d_1 + m + x)$$

Зовнішній діяметр злучних прогоничів беруть

$$d_o = 0{,}1\ d_1\ (8 \div 12) \text{ мм}$$

Діяметр прогоничів повинен бути перевірений на розрив силою $\frac{P_s}{2}$, до того ж напруга k_z повинна бути не більша за 250 кг/см².



Фіг. 441. Голівка ексцентрикового тягеля.

Ексцентриковий тягель розраховується за формулою 119 (стор. 385) на подовжній згин силою P_s із мірою надійности $m \cong 40$. Незалежно від цього стискна напруга в тягелі від сили P_s та власної ваги тягеля сувака не повинна перебільшувати 300 кг/см².

Якщо позначити діяметр суваковго тягеля в защільнику Δ_s, то діяметр ексцентрикового тягеля біля суставної злуки з тягелем (фіг. 441) беруть рівний із $\Delta_s \div 1{,}1\ \Delta_s$, діяметр біля ексцентрика (див. фіг. 439)

$$\Delta = (1{,}4 \div 1{,}6)\ \Delta_s$$

При цьому Δ_s беруть рівним із:

$$\Delta_s = \frac{D}{25} + (12 \div 18) \text{ мм},$$

(де D — діяметр парового циліндра), при умові, що напруга від сили P_s не перебільшуватиме 200 кг/см².

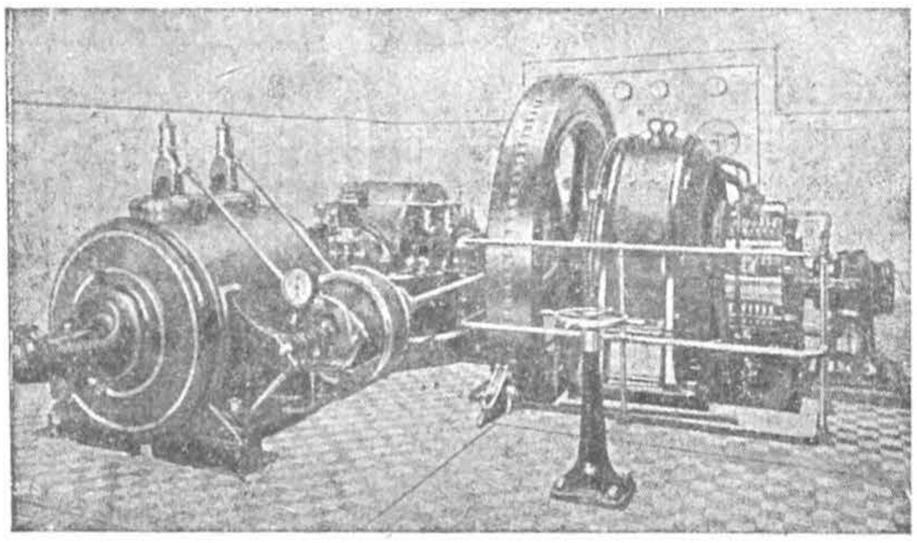
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Частина IX

ПРИКЛАДИ ВИКОНАНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТА УСТАНОВ ПАРОВИХ МАШИН

§ 133. Поземі одноциліндрові машини

На табл. I та фіг. 442 виображена розповсюджена лентцівська машина у виконанні виробні «Ганомаґ» (*Hannoversche Maschinenbau-Aktiengesellschaft*). Машину призначено для роботи з протитиском і тому конденсатора немає. Толок має наскрізне толочильно з напрямницею, прикріпленою до покришки циліндра. Рама машини — багнетувата, при чому рухові частини наглухо закриті залізним кожухом. Під корбою встановлене чаву не корито. Опорні лапи циліндра розташовано біля задньої покришки; фундаментові прогоничі, що їм відповідають, поставлено похило. Пароросподіл лентцівської системи; хлипакові коробки вилито разом із циліндром. Машину безпосередньо злучено з електричним ґенератором. Для повертання машини встановлений електромотор, що обертає за допомогою трибової передачі маховик. Частини, що зазнають тиску пари, маститься повідневим мастильним гнітом, решта деталів — краплинними мазничками, до яких мастило надходить із посудини, розташованої на ковзулях.



Фіг. 442. Одноциліндрова лентцівська машина виробні «Ганомаґ».

Машину однієї з головних фірм, що будують парові машини виробні бр. Зульцер у Людвігсгафені — подано на табл. V. Циліндер машини являє собою дуже простий виливок. Зате складну конструкцію мають покришки, через які пропускається гостра пара і в яких розташовані обидва хлипаки. До покришок також прилиті лапи, якими вони спираються на фундамент. Рама машини розвилкувата, толок має наскрізне точочилно. Пароросподіл примусовий зульцерівської системи; ним керує плоский регулятор.

На таблиці *VI* виображена прямотечійна машина тієї самої виробні бр. Зульцер потужністю на 420 м. к. ($D = 600$ мм, $H = 725$ мм, $n = 150$ мм). Як і в попередньому типі, хлипаки розташовані в покришках, що тут мають простішу конструкцію, через відсутність випускних хлипаків. Пароросподіл тієї самої системи, що й у вищеописаній машині. У розрізі по I — I видно хлипак для додаткового шкідного простору. Конденсатор розташований безпосередньо під циліндром. Мокроповітряний смок набуває руху від головного вала за допомогою спеціяльної корби.

НБ УДУНТ (ДІТ)

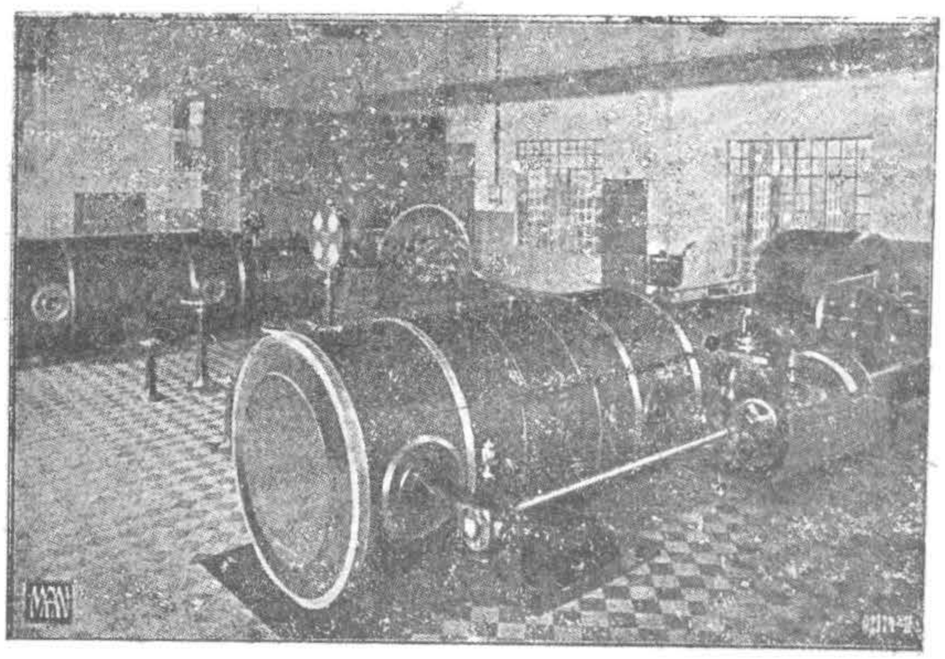
На таблиці II подано позему прямотечійну машину, збудовану на виробні MAN. (*Maschinenfabrik Augsbourg-Nürnberg*).

Циліндер машини, що являє собою простий виливок, спирається на фундамент двома бічними лапами. Циліндер зв'язано з ковзулями за допомогою крис, що злучені з покришкою кількома ребрами. Цим втрудняє теплопередавання від циліндра до ковзуль. Рама машини розвилкувата; вона всією своєю довжиною спирається на фундамент. Рухові частини обгорожені залізним кожухом. Толок, ковзанець, гонок мають нормальну конструкцію. Колінчаста корба має противагу.

Пара впускається знизу через покришки циліндра. В останніх розміщені хлипаки з поземими осями тяглів. Хлипаки набувають руху від розподільчого валка, що обертається від головного вала за допомогою конічних трибків. На цей вал надягнений ексцентрик, що перебуває під чином лентцівського регулятора. Ексцентрик надає руху допомічному валкові, від якого за допомогою двох маленьких корбі тягеля набуває коливань валок, що спирається на хлипакові коробки; вісь цього валка є продовження осі розподільчого валка. За допомогою хитких кулаків та коліщат здійснюється відкривання та спускання хлипаків. Увесь розподіл має мінімальну кількість злучних частин і дуже компактний. Хлипаки мають солідні напрямниці, що дуже потрібне, як узяти до уваги їхнє поземе розміщення.

Додатковий шкідний простір, що є в покрипках циліндра, автоматично примикається під час роботи на атмосферу. Хлипаки *t* мають маленькі толоки *g*, що з одного боку перебувають під тиском атмосфери, а з другого боку під тиском у конденсаторі, бо внутрішні порожнини відповідних циліндриків злучено трубками *m* з випускною порожниною парового циліндра. Коли машина починає випускати пару в атмосферу, тиск під маленьким толоком *g* збільшується й відкриває хлипак *t*.

Пара випускається вікнами посередині циліндра безпосередньо в конденсатор змішування. Холодну воду подає сторчова труба знизу вгору, здійснюючи до деякої міри принцип протитечії. Продукти конденсації відсмоковуються подвоєним, мокроповітряним смоком, що має свій рух від головного вала за допомогою допомічної корби. Цил ндер, защільник та хлипакові шпінделі маститься смоком, що набуває руху від розподільчого валка. Гонкові голівки, ковзанець та головні вальниці обслуговують краплинні мзнички із спільної посудини, розташованої згори на ковзулях



Фіг. 443. Прямотечійна машина фірми MAN.

На фіг. 443 подана фотографія двох машин описаної конструкції.

За типовий приклад штумпфівської машини може бути поземa машина, виображена на фіг. 211 (стор. 205) (побудувана на виробні *Burmeister, Wain* у Копенгагені). Циліндер та покришки цієї машини подано на фіг. 384 та 385 (стор. 361), а хлипакову коробку на фіг. 212 (стор. 206). Ця машина має багнетувату ряму й ковзанець на вигляді суцільного стального виливка. Звертає на себе увагу конденсатор, влиитий разом із смоком та розташований похило (смок набуває руху за допомогою ексцентрика головного вала). Циліндер машини спирається на патрубок конденсатора; крім того є дві суставні колонки, що підтримують циліндер, але не заважають йому вільно поширятися від нагріву.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Раціональну конструкцію має машина, виображена на таблиці *VII*, машинобудівельної виробні в Карлсруе. Побудована на тиск пари в 11 атм, вона має діяметр циліндра 325 мм, перебіг толока — 350 мм, число обертів — 200. Машина відрізняється швидкорушністю, коротким ходом, компактними, але солідними розмірами. Пароросподіл толоковими суваками, що набувають руху за допомогою прелліївського механізму, який описано в § 77. Суваки розташовано в покришках циліндра. Задня з покришок має лапи, що вільно спираються на фундамент (з фундаментними плитами лапи не скріплені). Розбираючи машину, задню покришку відсувають; при цьому отвори в фундаментових плитах (по 14 шт.) використовують, як точки опори для важелів, якими відсувають у бік покришку.

Циліндер являє собою просту трубу з крисами. Толок насуціль закріплений на тяглі, і, маючи плоскі торцьові поверхні сприяє втворенню мінімальних шкідних поверхень і шкідного простору.

Циліндер маститься спеціяльним любрикатором, якому надає руху ексцентрик на розподільчому валі (див. розріз по $E — F$). Вальниці, корбу, ковзанцевий палець, ковзулі обслуговує центральне мастіння від трибового смока, що міститься на вільному кінці головного вала (в розрізі по $G — H$ — праворуч). Від цього смока мастило проходить просвердлинами в головному валі до вальниць та до корби, а відтіля просвердлиною вподовж гонка — до ковзанцевого пальця й ковзуль.

Защільник — прелліївської сист. (див. § 113) має злагоду, що не дає парі проходити, яка просочилася, на ковзулі. Із простору за перегородкою в ковзулях пару трубою відводять в кондепсаційний горщик.

За таким же типом, як і розглянута машина, сконструктовано машину високого тиску виробні Штарке — Гофман, виображену на таблиці *VIII* (див. також § 121).

Машина при тискові пари в $40 \div 60$ атм і протитискові в 10 атм розвиває $800 \div 1000$ м. к. Толокові суваки, що правлять за органи пароросподілу, розташовано в покришках циліндра і вони набувають руху за допомогою механізмів, що нагадують прелліївський механізм. Толок із потайною мутрою має 9 толокових кілець. Защільники через високий тиск пари досить довгі. Також неконструктивно довгі черевики ковзанця, обумовлюючи невеликий питомий тиск на ковзулі. Рама машини — багнетувата, хоч при значному зусиллі на толок слід було б дати перевагу розвилкуватій конструкції.

§ 134. Сторчові одноциліндрові машини

Цей тип машин дуже розповсюджений в уставах невеликої потужности. Звичайно ці машини робляться швидкорушні.

На табл. *III* подано сторчову одноциліндрову машину, що працює на атмосферу і яка безпосередньо злучена з динамо-машиною. Рама та колони машини втворюють суцільний виливок. Ковзулі — з подвійним напрямом, через віщо конструкція ковзанця така сама, як і в поземих машинах. Вал колінчастий із мінімальною відстанню між вальницями. Пароросподіл циліндричним суваком з подвійним впуском (подібно до тріківського сувака, яким керує плоский регулятор. Впуск пари внутрішній вентилем, розташованим праворуч. Ліворуч на тій самій проекції видно випускну трубу. Ролю маховика виконує ротор динамо-машини. Циліндер та суваки мастяться мастильним гнітом («молеручом»), який видно на бічній проекції ліворуч. Решта частин руху дістають мастило з крапляних мазничок Шарко.

Виображена на фіг. 238 (стор. 222) сторчова штумпфівська машина розвиває потужність у 30 м. к. при 400 обертів за хвилину. Циліндер машини спирається на чавунний стояк з одного боку та дві колони — з другого. Будову колон машини при такому великому числі обертів не можна визнати за раціональну; слід би було застосувати закритий картер. Маховик разом із регуля-

НБ УДУНТ (ДІТ)

тором, що в ньому міститься, перебуває у висному стані. Маститься від гніта й від центральної крапляної мазнички.

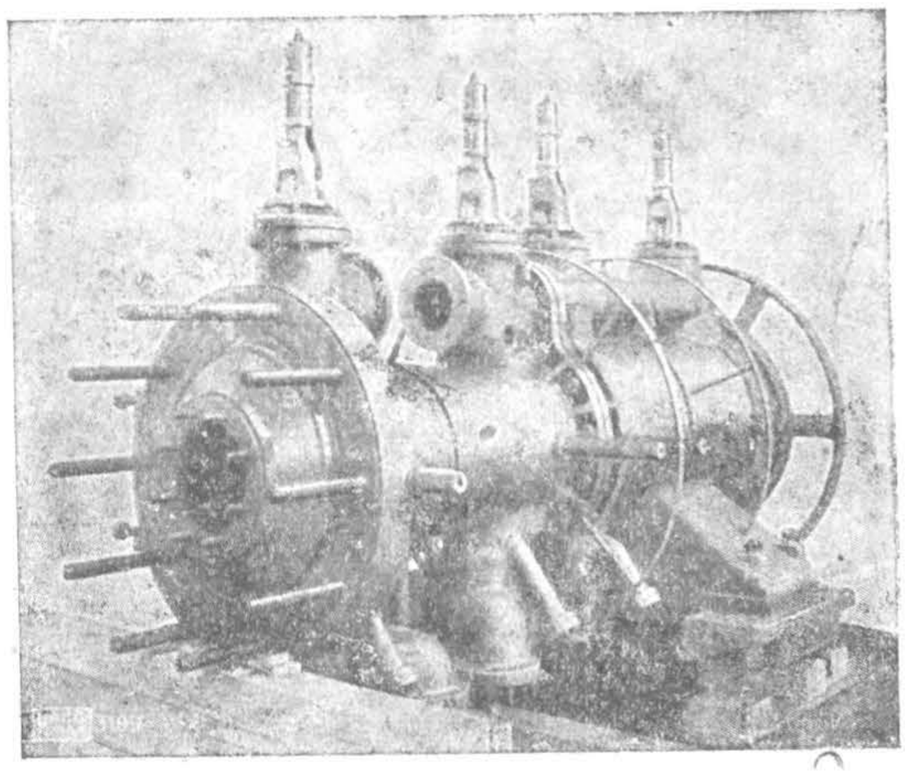
§ 135. Поземі машини подвійного розширення

Загальний вигляд устави поземої машини компавнд показано на табл. *IX* (виробні коп. Леснера в Ленінграді).

Машина має хлипаковий кольманівський р о з п о д і л і працює на конденсатор змішування. Мокроповітряний смок набуває руху від допомічної корби на головному валі. Маховик міститься між циліндрами. З поперечного розрізу устави ясно видно розміщення паропроводів, в тому числі й ресивера.

Позему тандем-машину (виробні MAN) з проміжним відбором пари подано на табл. *X*. Пароросподіл цієї машини—хлипаковий лентцівської сист., при чому міра наповнення ц. в. т. встановляється відосередковим (плоским) регулятором, а ц. н. т. — регулятором тиску. (див. § 118).

Толоки в машині мають наскрізне толочильно й напрямний поковзень між циліндрами. Машина спирається на фундамент розвилкуватою рямою, лапами злучного ліхтаря та заднім поковзнем. Циліндри перебувають у висному стані. Конденсаційний смок набуває руху від допомічної корби так само, як і на табл. II. Фотографію машини потужністю на 800 м. к. подано на фіг. 369.



Фіг. 444. Циліндри лентцівської тандем-машини короткого типу.

Дуже цікава машина-тандем короткого типу лентцівської сист. На табл. *IV* виображена така машина, побудована на виробні Ганомаґ. Ця машина не має злучного ліхтаря, а тому вона дуже компактна. Коли циліндри обшиті, вона нагадує одноциліндрову машину, і тільки наявність чотирьох хлипакових коробок вгорі показує на те, що машина двоциліндрова.

Обидва циліндри являють собою суцільний виливок (проте, для великих машин кожен циліндер виливається окремо). Проміжна покришка із лентцівським защільником у ній (див. фіг. 399) відокремлює циліндри. Цю покришку можна вийняти через великий циліндер, що дуже спрощує розбирання машини та доступ до малого циліндра. Пара впускається в ц. в. т. знизу; відцідля пара виходить верхніми хлипаками в ресивер, що являє собою порожнину в виливку циліндрів. У великий циліндер пара входить верхніми хлипаками й іде в конденсатор нижніми. Короткий гонок сприяє компактності машини, фотографію якої подано на тій самій таблиці.

На фіг. 444 подана фотографія необшитих циліндрів (у період складання) такої самої машини, але з окремо вилитими циліндрами. З фотографії видно злуку циліндрів, хлипакові коробки, прививки для індикаторів та для продувних ґрантів. Рисунок циліндрів поданий на фіг. 387.

Дуже цікава конструкція тандем-машини з проміжним відбором пари Гартманової виробні, виображена на таблицях *XIII* та *XIV*.

Машиною керують за допомогою толокових смоків, яким надають руху хлипакові механізми: впускним суваком — розчіпний механізм кольманівського типу. Суваки містяться в покришках (див. фіг. 250 та 251), а циліндри являють собою прості виливки. Задні покришки за допомогою трибків із зубчастими рейками можна легко відсунути під час розбирання машини.

НБ УДУНТ (ДІТ)

Толок ц. в. т. має трое кілець, наскрізне толочильно й потайну мутру. Толок ц. н. т. суцільний, легкої конструкції.

Злучний ліхтар зроблений розніманим у сторчовій площі, що дуже полегшує розбирання: знявши обидві половинки ліхтаря, відсувають задню покришку ц. н. т. й відкривають доступ до внутрішньої частини цього циліндра.

Циліндер н. т. має парову обгортку, що являє собою продовження ресивера машини.

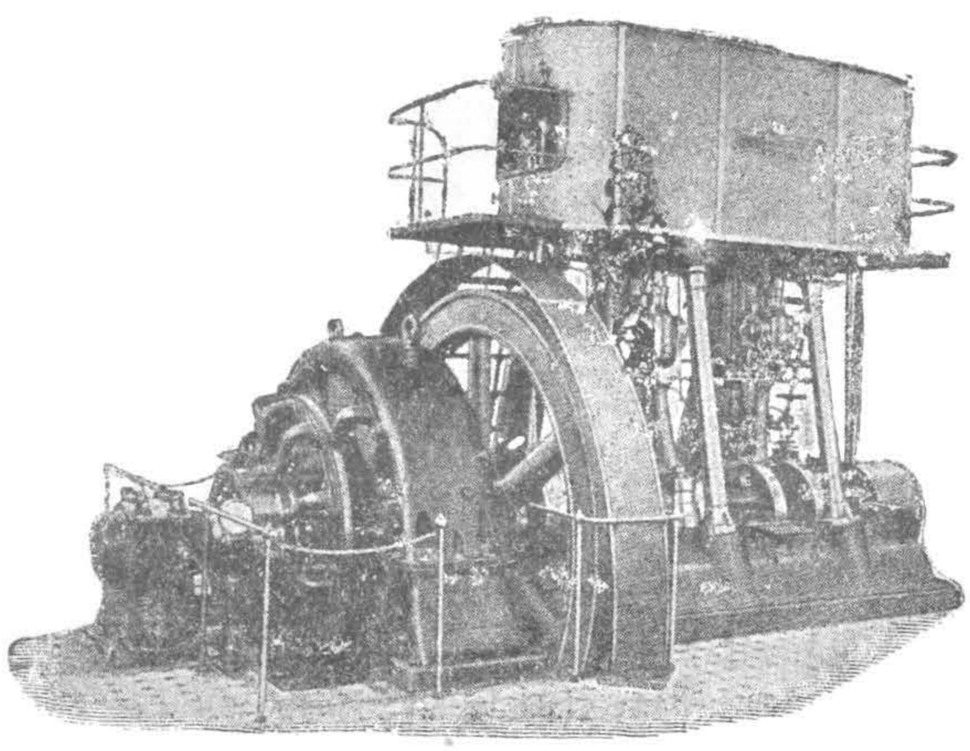
Регулювання машини описане в § 118. Ц. в. т. керується відосередковим регулятором, ц. н. т.—живосрібним регулятором тиску (див. табл. *XIV* — розріз го *G* — *H*).

На таблиці *XIII* видно розміщення та конструкцію впорскувального конденсатора та мокроповітряного смоку.

§ 136. Сторчові машини компавнд

Швидкорушну машину цього типу подано на табл. *XI*. Особливістю машини є закритий картер, що дозволяє вживати дуже багато мащення, не боячись, що мастило розбризкуватиметься.

Мастильний смок розташований під середньою вальницею трибової передачі. Машина працює на атмосферу. Пароросподіл обох циліндрів — толоковими суваками, при чому суваком малого циліндра керують за допомогою плоского регулятора. Циліндер високого тиску має парову обгортку, що нагрівається гострою парою. Впуск пари в цей циліндер—внутрішній, в ц. н. т. зовнішній. Сувакові тягелі прикрито чавунними кожухами, так що машина не має видних рухомих частин.



Фіг. 445. Сторчова машина компавнд із лентцівським хлипаковим пароросподілом.

Виображена на табл. *XII* сторчова машина компавнд має хлипаковий розподіл лентцівської сист. (див. § 72) на малому циліндрі та циліндричний тріківський сувак на великому циліндрі. Машина працює з конденсацією, до того ж вертикальний мокроповітряний смок розташовано нижче від машини і він набуває руху від ексцентрика на головному валі. Відмінно від цієї конструкції часто смокові надає руху ковзанець за допомогою поземого коромисла, що має точку опори на стовбі (колєні). Самостійної фундаментової плити (власне рями) в даній конструкції немає. Обидва стояки машини вилито разом із фундаментовою плитою й корпусами вальниць. Машина працює безпосередньо на електричний ґенератор. Регулятор (на валу ліворуч) — плоский лентцівської сист. Защільники із щільницею з чавунних лентцівських кілець (за фіг. 399). Фотографію подібної ж машини, але з хлипаковим розподілом на обох циліндрах, подано на фіг. 445.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ціна 3 крб. 50 коп.
Пересилка 60 коп.

Сканувала: Петренко О.А.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)