БОДНАР Б. Є., БОБИРЬ Д. В., КАПІЦА М. І.

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ



ДНІПРО
2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Гідравлічні передачі локомотивів

ПІДРУЧНИК

ДНІПРО
2021

УДК 629.424-82

Авторський колектив:
Боднар Б. Є., Бобирь Д. В., Капіца М. І.

Рекомендовано до друку вченою радою Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна
(протокол №11 від «31» травня 2021 р.)

Боднар Б. Є., Бобирь Д. В., Капіца М. І.
Гідравлічні передачі локомотивів: підручник / Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б. Є. Боднара. – Дніпро: Друкарня ТОВ підприємство «Дріант», 2021. – 466 с.

У підручнику викладено відомості про передачі потужності тепловозів, розглянуті принципи устрою, роботи та регулювання гідромуфт і гідротрансформаторів, описана методика розрахунку і побудови їх характеристик. Дано опис гідропередач, що застосовуються на тепловозах і систем їх автоматичного регулювання. Наведено методики розрахунку гідропередач і тягово-економічних характеристик тепловозів з гідропередачею, правила їх експлуатації та випробування.

Призначений для опанування навчальної дисципліни «Гідравлічні передачі локомотивів» зі спеціальності «Залізничний транспорт» для ОПП «Локомотиви та локомотивне господарство».

Іл. 237, табл. 18, бібліогр. 30 назв.

УДК 629.424-82

Цей твір ліцензовано на умовах Ліцензії Creative Commons «Attribution-NonCommercial-ShareAlike» («Із Зазначенням Авторства – Некомерційна – Поширення На Тих Самих Умовах») 4.0 Міжнародна

ISBN 978-966-2394-50-4

© Б. Є. Боднар та ін., 2021
© Дніпров. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2021

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ 7

ВСТУП 8

ГЛАВА 1. ГІДРОПЕРЕДАЧІ ТЕПЛОВОЗІВ, ХАРАКТЕРИСТИКИ ТА ПРИНЦИП ЇХ ДІЇ, КЛАСИФІКАЦІЯ, РІЗНОВИДИ ТА ОСНОВНІ ЕЛЕМЕНТИ 11

1.1. Загальна характеристика гідропередач 11

ГЛАВА 2. НЕОБХІДНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕДАЧІ ПОТУЖНОСТІ. ОСНОВНІ АСПЕКТИ СТВОРЕННЯ ТЕПЛОВОЗІВ З ГІДРАВЛІЧНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ 18

ГЛАВА 3. РОБОЧІ РІДИНИ ДЛЯ ГІДРОТРАНСФОРМАТОРІВ І ГІДРОМУФТ..... 23

3.1. Вимоги до робочої рідини 23

3.2. Вибір робочої рідини (масла) для гідропередачі 24

ГЛАВА 4. БУДОВА, ПРИНЦИПИ ДІЇ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ АПАРАТІВ (ГІДРАВЛІЧНИХ МУФТ І ГІДРАВЛІЧНИХ ТРАНСФОРМАТОРІВ) 27

4.1. Гідромуфта 28

4.2. Гідротрансформатор 41

4.3. Комплексний гідротрансформатор 54

ГЛАВА 5. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ГІДРАВЛІЧНИХ АПАРАТІВ 60

5.1. Основні розрахункові рівняння 60

5.2. Розрахунок лопаткових систем одноступінчастого гідротрансформатора І-го класу 70

5.3. Розрахунок лопаткових систем одноступінчастого гідротрансформатора ІІ-го класу 82

5.4. Розрахунок лопаткових систем гідромуфти 86

ГЛАВА 6. БАЛАНС ЕНЕРГІЇ ГІДРАВЛІЧНИХ АПАРАТІВ 92
6.1. Параметричні характеристики балансу енергії у гідротрансформаторі І-го класу 93
6.2. Втрати в гідротрансформаторі 98
6.3. Параметричні характеристики балансу енергії у гідротрансформаторі ІІ-го класу 118
6.4. Параметричні характеристики балансу енергії у гідромуфті 120

ГЛАВА 7. ФОРМУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОТРАНСФОРМАТОРІВ І ГІДРОМУФТ 123
7.1. Характеристики гідротрансформаторів 123
7.2. Характеристики гідромуфт 138

ГЛАВА 8. ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТОК РОБОЧИХ КОЛІС ГІДРОТРАНСФОРМАТОРА 141
8.1. Конформне відображення 142
8.2. Профілювання лопаток насосного колеса гідротрансформатора 146
8.3. Побудова модельних зрізів лопатки насосного колеса гідротрансформатора 154
8.4. Виготовлення стрижневого ящика насосного колеса гідротрансформатора 157
8.5. Матеріал і конструкція робочих коліс гідротрансформаторів і гідромуфт 158
8.6. Основні технологічні процеси виготовлення гідротрансформаторів і їх лопатевих систем 159

ГЛАВА 9. РЕГУЛЮВАННЯ ГІДРОАПАРАТІВ 161
9.1. Зміст і мета регулювання 161
9.2. Регулювання гідротрансформаторів 162
9.3. Регулювання гідромуфт 166

ГЛАВА 10. ОСНОВНІ ТИПИ ГІДРОПЕРЕДАЧ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ ТА МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ЇХ РОЗРАХУНКУ 171
10.1. Основні типи гідропередач тягового рухомого складу 171
10.2. Методичні основи розрахунку основних характеристик гідропередач 199

10.3. Приклад розрахунку гідропередачі з двома гідротрансформаторами та однією гідромуфтою 220

ГЛАВА 11. ОСНОВНІ ДОПОМІЖНІ СИСТЕМИ ТА ПРИСТРОЇ ТЕПЛОВОЗНОЇ ГІДРОПЕРЕДАЧІ ТА ГІДРОСТАТИЧНА ПЕРЕДАЧА ДЛЯ ЇХ ПРИВОДА..... 250

11.1. Холодильники для охолодження робочої рідини гідропередачі та їх розрахунок 250

11.2. Будова й принцип дії гідростатичної передачі 253

11.3. Конструкція гідронасоса й гідромотора..... 256

11.4. Розрахунок основних розмірів гідронасоса та гідромотора 258

ГЛАВА 12. ТЯГОВИЙ ПРИВОД ТЕПЛОВОЗІВ З ГІДРАВЛІЧНИМИ ПЕРЕДАЧАМИ, ЙОГО РІЗНОВИДИ, КОМПОНУВАННЯ Й КОНСТРУКТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ ТА ЇХ РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ І ДОВГОВІЧНІСТЬ..... 261

12.1. Розміщення вузлів тягового привода на тепловозі..... 261

12.2. Вузли для передачі обертального моменту до колісних пар тепловоза 269

12.3. До розрахунку міцності й довговічності конструктивних елементів карданного привода..... 289

ГЛАВА 13. ГІДРОПЕРЕДАЧІ ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ, ЩО ЕКСПЛУАТУЄТЬСЯ НА ЗАЛІЗНИЦЯХ І ПІДПРИЄМСТВАХ УКРАЇНИ 296

13.1. Типізація гідропередач..... 296

13.2. Гідропередача тепловоза ТГМ1..... 297

13.3. Гідропередачі тепловозів ТГМ2 й ТГМ3 301

13.4. Гідромеханічна передача тепловоза ТГ100..... 306

13.5. Гідропередача ГДП-1000 дизель-поїздів ДР1, ДР1Г1 і ДР1А..... 310

13.6. Уніфікована гідропередача УГП 750-1200 342

ГЛАВА 14. АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЗНИХ ГІДРОПЕРЕДАЧ..... 369

14.1. Призначення системи автоматичного регулювання (САР) 369
14.2. Одноімпульсні САР гідропередачею тепловозів ТГМ1... 373
14.3. Двоімпульсні САР 384
14.4. Система автоматичного управління гідропередачею ГДП-1000..... 389
14.5. Система автоматичного управління гідропередачею УГП 750-1200..... 393

ГЛАВА 15. ВИПРОБУВАННЯ ТА ПЕРЕВІРКА РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ ПЕРЕДАЧ ТЕПЛОВОЗІВ..... 401
15.1. Загальні відомості про випробування гідропередач..... 401
15.2. Післяремонтні стендові випробування гідропередач..... 402
15.3. Різновиди стендів для випробування гідропередач..... 408
15.4. Способи підвищення енергоефективності стенду випробування гідропередачі 412
15.5. Методика визначення механічних втрат в гідропередачі 420
15.6. Перевірка роботи гідропередачі на тепловозі..... 435

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 438

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК 441

ДОДАТОК А РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВОЗА З ГІДРОПЕРЕДАЧЕЮ 443

СКОРОЧЕННЯ

ГА – гідроапарат
ГМ – гідромуфта
ГТ, ГТР – гідротрансформатор
ЕГВ – електрогідравлічний вентиль
Н – насосне колесо
Р – реактор
СА – спрямовувальний апарат
САР – система автоматичного регулювання
Т – турбінне колесо
УГП – уніфікована гідравлічна передача

Вступ

Під час проектування перших тепловозів перед конструкторами стояло дуже складне завдання – як з'єднати двигун внутрішнього згоряння (дизель) з рушійними колісними парами. Будь-яка автономна тягова одиниця – паровоз, тепловоз або газотурбовоз є тепловою енергетичною установкою, що поставлена на залізничний екіпаж і пристосована для приводу його рушійних (зчіпних) осей.

На зорі створення автономних локомотивів в якості силової установки намагалися використовувати відомі і вже застосовані у промисловості або на водному транспорті стаціонарні енергетичні установки. Однак режими роботи стаціонарного теплового двигуна і локомотивного кардинально відрізняються. Ці відмінності обумовлені, перш за все, характером змін потужності і сили тяги локомотива в залежності від швидкості руху, профілю колії і ваги поїзда, особливо в моменти зрушення з місця і розгону.

Пристосування теплового двигуна до умов роботи на тепловозі йшло за двома напрямками:

– шляхом створення спеціального тягового двигуна, який міг би працювати з прямою передачею крутного моменту на колеса тепловоза;

– шляхом створення спеціальних пристроїв між дизелем і рушійними колесами, за допомогою яких можна було перетворювати крутний момент, що розвивається дизелем до виду, відповідному потребам роботи тепловоза.

Спроби створити двигуни, що працюють з безпосередньою передачею потужності, до успіху не привели, а найбільш ефективним виявився шлях створення спеціального пристрою між дизелем і рушійними колесами, так званою передачею потужності.

Сучасні тепловози обладнують, в основному, тільки двома типами передач – електричної і гідравлічної (гідродинамічної). Причому, в практиці машинобудування магістральні вантажні і пасажирські тепловози, а також маневрові потужністю понад 800 кВт обладнають тільки електричною передачею. Гідравлічна знайшла своє застосування в основному на тепловозах промислового транспорту.

Гідравлічна передача тепловоза – сукупність гідравлічних машин, що дозволяють передавати енергію від ведучого елемента трансмісії тепловоза до веденого.

Створення перших гідродинамічних передач пов'язано з розвитком в кінці XIX століття суднобудування. В той час у морському флоті стали застосовувати швидкохідні парові машини. Однак, із-за кавітації, підвищити число обертів гребних гвинтів не вдавалось. Це вимагало застосування додаткових механізмів. Позаяк технології у той час не дозволяли виготовляти високооборотисті шестерінчасті передачі, то виникла потреба у створенні принципово нових передач. Першим таким пристроєм з відносно високим коефіцієнтом корисної дії (к.к.д.) став винайдений німецьким професором Г. Фетінгером гідравлічний трансформатор (патент 1902 року), що являв собою об'єднані в одному корпусі насос, турбіну и нерухомий реактор. Однак перша конструкція гідродинамічної передачі, що була застосована на практиці, була створена у 1908 році, і мала к.к.д. близько 83 %. Пізніше гідродинамічні передачі найшли застосування в автомобілях. Вони підвищували плавність зрушення з місця. У 1930 році Гарольд Сінклер, працюючи в компанії Даймлер, розробив для автобусів трансмісію, що включала в себе гідромуфту і планетарну передачу. У 1930-х роках були сконструйовані перші дизельні локомотиви, які використовували гідромуфти. На теренах колишнього СРСР перша гідравлічна муфта була створена у 1929 році.

Гідравлічна передача отримує обертальний момент від колінчастого вала дизеля і передає його до колісних пар локомотива, використовуючи енергію рухомого потоку рідини. Перетворення обертального моменту відбувається в спеціальних апаратах – гідротрансформаторах. На колісні пари потужність передається за допомогою карданних валів, осьових і проміжних редукторів. Таким чином, гідравлічною передачею називається така передача, в якій як повна, так і часткова потужність у всьому діапазоні швидкостей передається гідравлічними машинами та апаратами.

Метою освоєння навчальної дисципліни «Гідравлічні передачі локомотивів» є формування компетенцій відповідно до стандарту вищої освіти України за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» та придбання ними таких компетентностей:

– розрізняти типи та серії локомотивів, їх системи, агрегати та вузли з визначенням вимог до їхньої конструкції, параметрам та характеристикам;

– розробляти та впроваджувати технологічні процеси, технологічне устаткування і технологічне оснащення, засоби автоматизації та

механізації у разі виробництва, експлуатації, ремонту та обслуговуванні локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

– розробляти з урахуванням естетичних, міцнісних і економічних параметрів технічні завдання і технічні умови на проектування локомотивів, їх систем та окремих елементів; складати плани розміщення устаткування, технічного оснащення та організації робочих місць, розраховувати завантаження устаткування та показники якості продукції;

– організовувати експлуатацію локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів, з обґрунтуванням структури управління експлуатацією, технічного обслуговування та ремонту;

– аналізувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів з метою виявлення та усунення негативних чинників та підвищення ефективності виробничого процесу.

За робочою програмою дисципліни підручник сприяє досягненню таких результатів навчання:

– ідентифікувати типи та серії локомотивів, їх системи, агрегати, вузли та вимоги до їх характеристик та параметрів;

– розробляти та впроваджувати основні технологічні операції, технологічне устаткування, технологічне оснащення, засоби автоматизації та механізації, що використовуються в експлуатації, ремонті та обслуговуванні локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів.

– розробляти технічні завдання і технічні умови на проектування локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів;

– виконувати розрахунок основних характеристик та параметрів технологічних процесів виробництва, експлуатації та ремонту локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів з метою їх порівняння та формування управлінських рішень щодо подальшого функціонування підприємства з оцінкою якості його продукції;

– розраховувати техніко-економічні та експлуатаційні показники локомотивів, їх систем, агрегатів та вузлів.

В свій час, враховуючи регіональне розташування університету серед підприємств промислового залізничного транспорту, виникла потреба у підготовці фахівців, які б могли очолити ремонт та експлуатацію маневрових тепловозів з гідравлічною передачею потужності. Одним із перших викладачів кафедри локомотивів, що здійснював підготовку фахівців для промислового залізничного транспорту та викладав дисципліну «Гідравлічні передачі тепловозів» був доцент Нечаєв Є. Г. Автори виражають подяку доценту Нечаєву Є. Г. за вагомий внесок у написання цієї книги.

ГЛАВА 1

Гідропередачі тепловозів, характеристики та принцип їх дії, класифікація, різновиди та основні елементи

1.1. Загальна характеристика гідропередач

Принципова особливість цього виду передачі на відміну від електричної полягає в тому, що за допомогою спеціальних гідравлічних апаратів (надалі – гідроапаратів) потужність дизеля та відповідна енергія обертання колінчастого вала дизеля передається робочій рідині, а енергія останньої переходить потім до механічної або гідромеханічної системи, яка передає обертальний момент на колісні пари тепловоза. Оскільки потужність передається за рахунок зміни моменту кількості руху робочої рідини в загальній порожнині лопатевих коліс за рахунок динамічного напору, передача, про яку йдеться, носить назву гідродинамічна або турбодинамічна – рис. 1.1, *а* – на відміну від гідростатичної, яка працює за принципом дії насоса – рис. 1.1, *б* – в якій енергія передається за рахунок статичного напору.

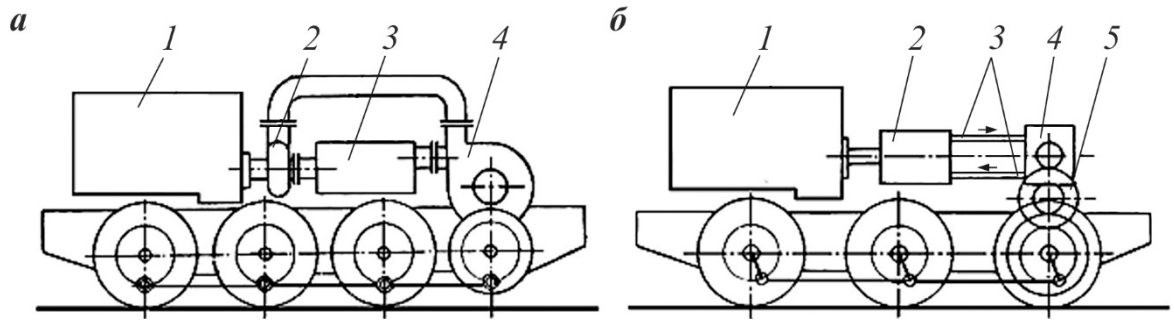


Рис. 1.1. Схеми гідродинамічної (*а*) та гідростатичної (*б*) гідропередач:
1 – дизель; *2* – насос; *3* – бак робочої рідини; *4* – турбіна
1 – дизель; *2* – гідронасос; *3* – труби; *4* –гідромотор; *5* – механічний привод

Гідродинамічні – це такі передачі, у яких через спеціальний гідроапарат – гідравлічний трансформатор або гідравлічну муфту – передається вся потужність дизеля, яка надходить до рушійних коліс тепловоза під час його руху з будь-якими швидкостями; отже, у гідравлічній передачі постійно працює один з гідроапаратів. Гідромеханічні – це передачі, у яких потужність дизеля передається до рушійних коліс тепловоза двома способами (потоками): частина потужності – механічним, а інша частина – через гідротрансформатор, тобто гідравлічним способом. У разі механічного способу передача називається однопотоковою, а гідравлічного – двопотоковою.

Зазначені вище гідроапарати розрізняються таким чином: той, за допомогою якого потужність дизеля передається без зміни обертального моменту, називається гідравлічною муфтою, а зі зміною обертального моменту – гідравлічним трансформатором (надалі застосовуватимуться скорочені назви: гідромуфта, гідротрансформатор).

У двопотокових передачах завжди використовується планетарний механізм (диференціал). Залежно від мети використання цього механізму двопотокові передачі бувають з сумуючим рядом і з розділювальним рядом. У передачах з сумуючим рядом потужність від дизеля передається до вала, на якому укріплене насосне колесо гідротрансформатора та шестірня механічної передачі, і тут передача потужності розгалужується на два потоки, які підсумовуються за гідротрансформатором за допомогою планетарного механізму (ряду). До гідромеханічних двопотокових передач з сумуючим рядом відносяться гідропередачі тепловозів ТГМ2, ТГМ3, ТГ100, розроблені Луганським тепловозобудівним заводом. Опис цих гідропередач наведений нижче.

У двопотокових гідравлічних передачах з розділювальним рядом планетарний механізм встановлений перед гідравлічною частиною та розподіляє потужність на два потоки. Для цього, наприклад, вал від дизеля з’єднується з епіциклічною (коронною) шестірнею; водило, на якому укріплені шестірні – сателіти, зв’язане з насосним колесом гідротрансформатора. Сонячна шестірня посаджена на вихідному валі планетарного механізму, а на подовженні цього вала укріплене турбінне колесо гідротрансформатора. Подібним чином виконаний ряд закордонних гідропередач, наприклад двопотокова гідромеханічна передача Diwa фірми Voith (Фойт).

Отже, у гідромеханічній передачі гідроапарати у деяких режимах вимкнені, а потужність дизеля передається на колісні пари через

механічні пристрої. Тому, наприклад, гідростатична передача за принципом дії більш схожа на електропередачу.

Багатоциркуляційні передачі бувають однопотоковими – з двома та трьома колами циркуляції робочої рідини – та багатопотоковими. Передачі з двома колами циркуляції бувають з гідротрансформатором і гідромуфтою або з двома гідротрансформаторами, а передачі з трьома колами циркуляції – з одним гідротрансформатором і двома гідромуфтами, з двома гідротрансформаторами й однією гідромуфтою та з трьома гідротрансформаторами (без гідромуфт). До того ж загальну назву "коло циркуляції" має гідротрансформатор з гідромуфтою.

У разі простої гідростатичної передачі дизель приводить до обертання спеціальний гідрогенератор, який зазвичай являє собою багатоплунжерний насос. Він по трубопроводах подає рідину до гідромоторів, зв'язаних з рушійними колесами тепловоза. Від гідромоторів робоча рідина повертається до гідрогенератора. Якщо від тепловоза потрібна збільшена сила тяги, гідрогенератор розвиває більший тиск зі зменшеною витратою (кількості за одиницю часу) робочої рідини, яка подається до гідромотора. І навпаки, коли потрібна менша сила тяги, витрата рідини, яка подається гідрогенератором, збільшується й гідромотори обертаються швидше, завдяки чому швидкість тепловоза зростає. Взаємна зміна тиску й витрати рідини у гідрогенераторі відбувається таким чином, що добуток цих величин залишається незмінним. Тому потужність гідрогенератора, отже, й навантаження на дизель будуть зберігатися постійними.

У разі об'ємної гідростатичноїй передачі потужність дизеля передається за рахунок більшого тиску з невеликою витратою робочої рідини. Швидкості протікання робочої рідини по каналах і трубопроводах у таких передачах невеликі. Втрати на тертя рідини по стінках каналів і трубопроводів, які в більшій мірі залежать від швидкості її руху, є малими, завдяки чому к.к.д. цієї передачі повинен бути високим.

За структурою гідропередачі поділяються на одноциркуляційні, які мають тільки один гідроапарат і багатоступінчасту механічну коробку передач, та багатоциркуляційні, які складаються з двох або трьох таких гідроапаратів, кожен з яких постійно з'єднаний з одним із ступенем названої коробки. В одноциркуляційних передачах гідротрансформатор (рідше – гідромуфта) стоїть перед багатоступінчастою механічною коробкою швидкостей. Через нього завжди передається вся потужність, яка надходить до рушійних коліс тепловоза. У моменти

перемикання ступенів швидкості гідротрансформатор розмикає силове коло подібно до автомобільної фрикційної муфти зчеплення. З цією метою гідротрансформатори мають спеціальні пристрої: або турбінне колесо, яке переміщується уподовж осі та виходить з потоку робочої рідини в момент перемикання (гідропередачі MechHydro фірми Maybach), або поворотні лопатки насосного колеса, які складаються в замкнену обичайку під час перемикання ступенів швидкості (гідропередачі фірми Krupp). Але у вітчизняних одноциркуляційних передачах гідротрансформатор силовий ланцюг не розмикає, перемикання механічних ступенів відбувається під навантаженням за допомогою фрикційних муфт.

Одноціркуляційні гідропередачі були встановлені на мотовозах серії ТГК Калузького машинобудівного заводу й на партії дослідних тепловозів ТГМ3, розроблених Людинівсьським тепловозобудівним заводом з використанням комплексного гідротрансформатора ГТКІІТ [1].

Багатоциркуляційні гідропередачі, які за радянських часів отримали в країні найбільше розповсюдження на тепловозах ТГМ1, ТГМ10, ТГ102, ТГМ4, ТГМ6 та ін. (за кордоном – гідропередачі фірми Voith), мають по кілька гідроапаратів у якості механізмів, які вмикають окремі ступені швидкості у багатоступеневій коробці передач. У таких передачах у роботі одночасно знаходиться лише одне коло циркуляції, а інші опорожнені до тієї пори, доки не увімкниться їх ступінь швидкості. Таким чином, потужність передається завжди одним потоком.

Гідропередачі всіх різновидів і типів повністю автоматизовані. Перемикання ступенів швидкості відбуваються без участі машиніста. Автоматичні системи перемикання ступенів швидкості класифікуються залежно від устрою чутливих елементів. Отримали розповсюдження системи, засновані на електричному, гідравлічному й механічному принципах або на їх сполученнях, наприклад гідромеханічні. Системи автоматичного перемикання можуть бути одноімпульсними й двоімпульсними. Перші виконують перемикання тільки залежно від швидкості руху тепловоза (для однієї або кількох певних її значеннях). Чутливий елемент цих систем отримує імпульс (сигнал) тільки по швидкості. Двоімпульсні системи виконують перемикання залежно від швидкості руху тепловоза та кількості обертів колінчастого вала дизеля. Чутливий елемент цих систем отримує один імпульс (сигнал) по швидкості, а інший – по кількості обертів колінчастого вала дизеля. Всі основні різновиди автоматичних систем перемикання ступенів

швидкості застосовуються на вітчизняних тепловозах, випущених як за радянських часів, так і пізніше, й будуть охарактеризовані у подальших матеріалах.

Гідростатичні передачі почали використовуватися на залізничному транспорті раніше за гідродинамічних, але широкого розповсюдження не отримали. Під час їх створення виникли труднощі відносно забезпечення належної щільності у з'єднаннях, особливо під час розробки передач великої потужності, які потребували значних тисків (до 350 Ат). До кінця 19-го століття з такою передачею було створено лише кілька тепловозів невеликої потужності (до 300 к.с.).

З розвитком техніки та створенням високоміцних і еластичних пластичних мас проблеми забезпечення високої щільності отримують все більш просте рішення. Гідростатичний привод, широко застосовуваний на цей час у верстатах і на тепловозах для приведення в дію вентиляторів, компресорів та іншого допоміжного обладнання, зволікає конструкторську думку. Можливо, з часом цей вид силових гідропередач отримає розповсюдження.

Гідродинамічні передачі (турбопередачі) отримали саме широке розповсюдження, й тому у цей час під гідравлічними силовими передачами розуміються лише гідродинамічні передачі, які передають потужність за рахунок використання кінетичної енергії потоку робочої рідини, який циркулює по замкненому контуру.

Рушійні осі тепловозів з гідравлічною передачею з'єднуються між собою загальним дишловим механізмом або (у разі візкового виконання екіпажної частини тепловоза) карданними валами всередині кожного візка – так званий груповий привод. Неодноразовими випробуваннями встановлено, що груповий привод створює рівномірний обертальний момент і дозволяє отримувати дуже високий коефіцієнт зчеплення коліс тепловоза з рейками, який іноді досягає значення 0,45. А проте під коефіцієнтом зчеплення розуміється відношення максимальної сили тяги тепловоза у разі її обмеженні зчепленням коліс з рейками (буксуванням) до сумарного навантаження від його колісних пар на рейки (зчіпної маси тепловоза). У разі індивідуального приводу, характерного для електропередачі, коли кожна рушійна вісь приводиться до обертання від окремого тягового електродвигуна, цей коефіцієнт не перевищує 0,33. Це означає, що тепловози з гідравлічною передачею у разі однакової масі з дизель-електричними локомотивами будуть розвивати більшу силу тяги по зчепленню, тобто будуть менш

прихильними до буксування. У разі заданої сили тяги по зчепленню тепловози з гідравлічною передачею можуть бути виконані більш легкими.

Сучасні тепловозні гідравлічні передачі являють собою одноступінчасті або багатоступінчасті механічні передачі, подібні до автомобільних коробок передач , у яких в якості головної муфти зчеплення або муфти увімкнення ступенів швидкостей використовуються гідравлічні муфти або гідравлічні трансформатори.

З наведеного вище виходить, що основними елементами гідропередач являються гідромуфти, гідротрансформатори, гідравлічні й гідромеханічні коробки передач, з'єднувальні й передавальні механізми – гідравлічні й механічні муфти, роздавальні, проміжні, осьові редуктори, карданні та інші вали – що створюють загальну систему передачі руху від дизеля до колісних пар тепловоза, яка має назву трансмісія або тяговий привод.

Прийняту класифікацію гідропередач у їх взаємозв'язку зображено на рис. 1.2. Згідно з прийнятою класифікацією на тепловозах застосовуються різновиди гідропередач і відповідних тягових приводів, які будуть розглянуті нижче.

Запитання до самоконтролю

1. У чому полягає відмінність гідростатичної та гідродинамічної передач?

2. У чому полягає відмінність гідродинамічної та гідромеханічної передач?

3. Устрій однопотокових та двопотокових передач.

4. Устрій передач з сумуючим рядом і з розділювальним рядом.

5. Устрій одноциркуляційних та багатоциркуляційних передач.

6. Основні елементи гідропередач.

7. Особливості одноімпульсних та двоімпульсних автоматичних системи перемикання ступенів швидкості гідропередачі.

8. Тягові приводи тепловозів з гідравлічною передачею.

9. Порівняння значень коефіцієнта зчеплення тепловозів з гідропередачею та з електропередачею.

10. Які гідроапарати та у якій комбінації використовуються у гідропередачах з двома та з трьома колами циркуляції?

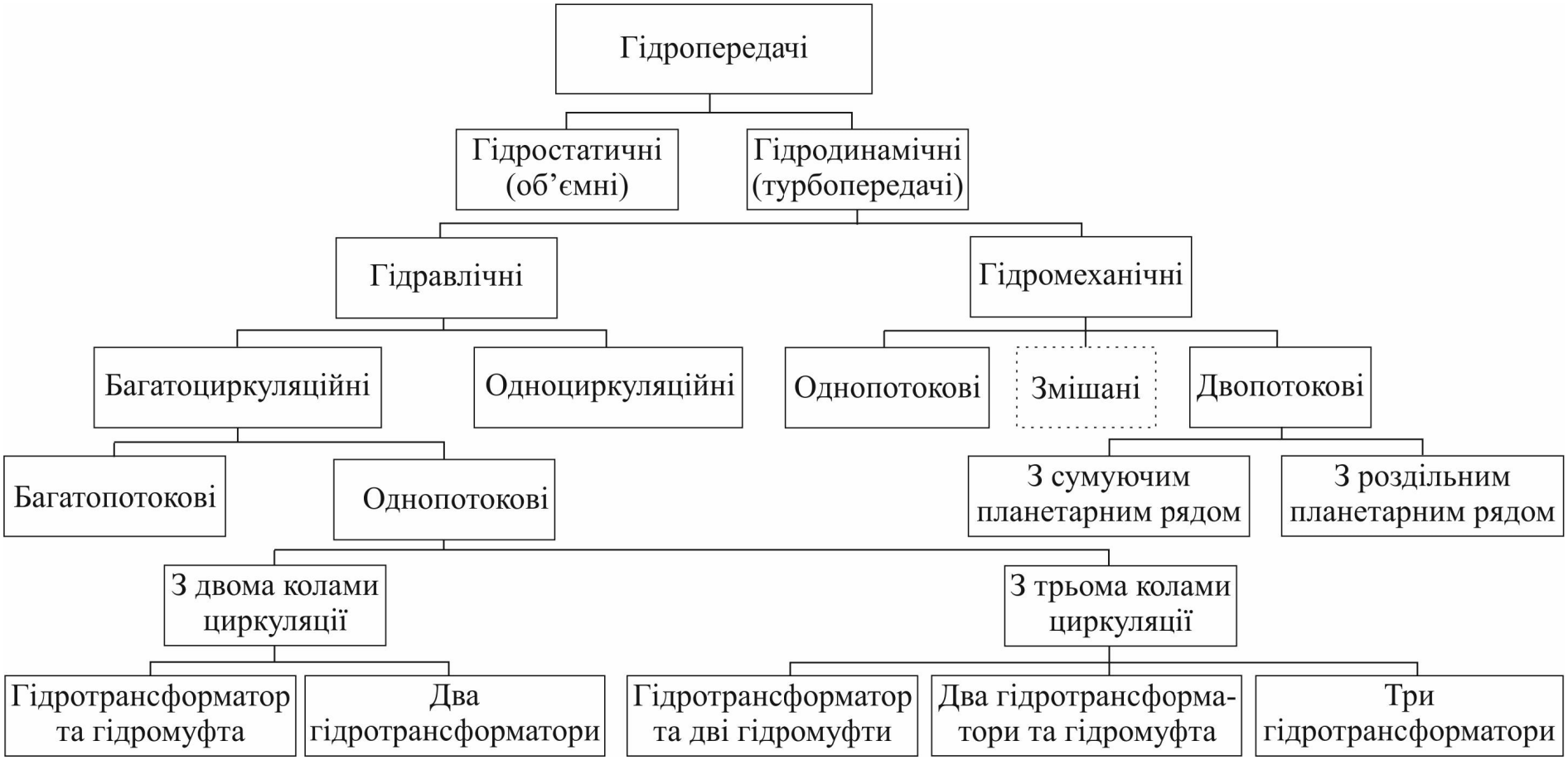


Рис. 1.2. Класифікація гідравлічних передач

ГЛАВА 2

Необхідність використання передачі потужності. Основні аспекти створення тепловозів з гідравлічною передачею

Практика використання тепловозів довела, що на відміну від електровозів вони працюють у значніше різноманітних умовах, не будучи прив'язаними до контактної мережі, водять потяги різного призначення – вантажні (в тому числі й наливні та насипні), пасажирські та ін. У деяких випадках локомотиви пересуваються без состава. А проте профіль залізничної колії не є однаковим із-за природничих умов, й тому локомотивам доводиться вести состави по площадках, спусках та підйомах. До того ж, в особливих випадках (у разі маневрової роботи, швидкісного русу пасажирських поїздів, екстреного гальмування та ін.) бажано здійснювати гальмування локомотивом, для чого він повинен виконувати від'ємну роботу. Отже, на локомотиві доводиться змінювати навантаження та швидкість від нуля до максимально можливих величин, у силу чого характеристика його силового агрегату (на тепловозі – дизеля) повинна мати максимально можливу "гнучкість".

Маючи досить високу економічність, дизелі, що встановлюються на тепловозах, нажаль не володіють цінними якостями саморегулювання.

Спочатку, згідно з рішенням щодо відмови від експлуатації паровозів, проблема застосування на локомотивах двигуна внутрішнього згоряння вирішувалася двома шляхами:

– перший полягав у створенні спеціального тягового двигуна внутрішнього згоряння, який би безпосередньо передавав обертальний момент на колеса тепловоза. У цьому напрямі велику роботу було проведено професором В. І. Гріневецьким спільно з його учнем професором А. Н. Шелестом [1], які працювали над створенням тепловоза. Спочатку був побудований та випробуваний реверсивний двигун, після чого було ще багато пропозицій щодо схем двигунів внутрішнього згоряння (з механічним генератором газів, з безвальним поршневим

генератором газів і газовою турбіною та ін.), пристосованих для роботи на тепловозі. Однак створення спеціального тягового двигуна, який би працював з прямою передачею обертального моменту до коліс тепловоза, до цього часу так і не вийшло зі стадії експерименту;

– другій полягав у створенні надійної тягової передачі між дизелем і колесами тепловоза, здатної змінити недостатню "гнучкість" дизеля й пристосувати його до умов роботи на залізниці. Основними властивостями такої тягової передачі виступають:

– по-перше, можливість розривати зв'язок між колінчастим валом дизеля і рушійними колісними парами тепловоза під час запуску дизеля, забезпечуючи у потрібних випадках його холостий хід підчас руху або зупинки тепловоза;

– по-друге, для того щоб з'єднувати колінчастий вал дизеля з рушійними колісними парами тепловоза й перетворювати обертальний момент таким чином, щоб незалежно від зміни навантаження на тепловоз навантаження дизеля зберігалося постійним [2].

Інакше кажучи, тягова передача має відповідати «золотому правилу» механіки: виграється в силі – програється в швидкості та, навпаки, програється в силі – виграється в швидкості. З курсу «Теорія та конструкція локомотивів» відомо, що для того, щоб в умовах залізничного транспорту потужність дизеля була постійною й використовувалася повністю і щоб «золоте правило» було дотримане, залежності дотичної потужності $N_д$, кВт, й дотичної сили тяги тепловоза $F_д$, кН, від швидкості руху V, км/год, повинні відповідати таким співвідношенням:

$$N_д = N_п \eta_п = \frac{F_д V}{3,6} = \text{const}, \qquad (2.1)$$

а якщо $\eta_п = 1,0$:

$$F_{кі} V = 3,6 N_{кі} = C = \text{const}, \qquad (2.2)$$

де $N_д$ – дотична потужність тепловоза (потужність на ободах рушійних коліс), кВт;

$N_п$ – потужність тягової передачі, кВт;

$F_д$ – дотична сила тяги тепловоза (сила тяги на ободах рушійних коліс), кН;

V – швидкість руху тепловоза, км/год;

$\eta_{\text{п}}$ – к.к.д. тягової передачі тепловоза;

$F_{\text{ді}}$ і $N_{\text{ді}}$ – ідеальні дотичні сили тяги й потужність відповідно (для $\eta_{\text{п}} = 1{,}0$), кН і кВт.

З (2.1) і (2.2) видно, що дотична сила тяги тепловоза повинна змінюватися залежно від швидкості руху за кривою гіперболічної форми (рис. 2.1). Тому для гнучкого регулювання режиму роботи тепловоза потрібен не безпосередній зв'язок колінчастого вала дизеля з колісними парами тепловоза, а зв'язок через спеціальний механізм, який називається тяговою передачею. Як відомо, на вітчизняних тепловозах застосовуються два види передач – електрична та гідравлічна.

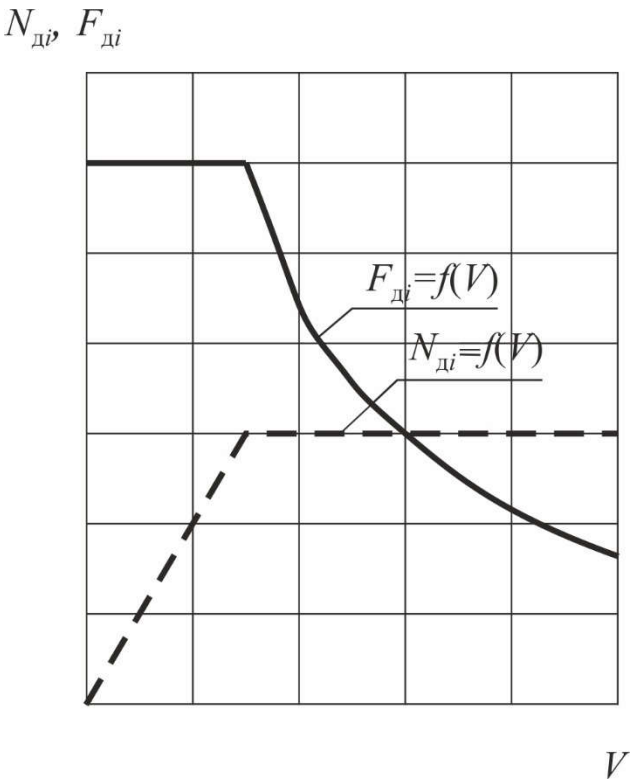


Рис. 2.1. Ідеальна тягова характеристика тепловоза $F_{\text{ді}}$ та потужність $N_{\text{ді}}$ на ободах коліс тепловоза без урахування втрат

У разі електричної тягової передачі потужність від дизеля передається до колісних пар тепловоза за допомогою електричної енергії. Дизель обертає якір генератора, який виробляє електричну енергію та живить струмом тягові електродвигуни. Якщо від тепловоза потрібна велика сила тяги (наприклад, на крутому підйомі або у разі «важкого» поїзда), то струм, що виробляється генератором, знижується а напруга автоматично пропорційно підвищується, що призводить до пониження швидкості руху тепловоза. Якщо профіль залізничної колії легкий, струм знижується, а напруга зростає і тепловоз рухається з більш високою швидкістю. Зміни струму й напруги в електричній передачі автоматично узгоджуються таким чином, що їх добуток залишається постійним, завдяки чому, не дивлячись на зміни умов руху тепловоза, навантаження на дизель практично не змінюється.

У разі гідравлічної тягової передачі потужність дизеля передається до коліс тепловоза через використання кінетичної енергії потоку робочої рідини, яка циркулює по замкнених контурах у спеціальних гідравлічних апаратах – гідравлічних трансформаторах і гідравлічних муфтах. А проте рушійні колісні пари тепловоза з'єднуються між собою або загальним дишловим механізмом (як на паровозі), або (у разі візкового виконання екіпажної частини тепловоза) карданним валами всередині кожного візка. Більш детально різні варіанти з'єднань розглядатимуться в наступних розділах

Аналітична робота, проведена науково-дослідницькими установами та організаціями залізничного транспорту, довела ряд переваг тепловоза з гідропередачею у порівнянні з тепловозом з електропередачею; основними з них були:

– тепловоз з гідропередачею у разі потужності, рівній потужності тепловоза з електричною передачею, має у разі однакового коефіцієнта корисної дії (надалі – к.к.д.) удвічі меншу силу ваги на одиницю потужності;

– для виготовлення гідропередачі можуть бути широко використані легкі металеві сплави;

– гідропередача в 1,5…2 рази легша й набагато дешевша ніж електропередача, не поступаючись крім того в економічності;

– в експлуатації та ремонті гідропередача простіша за електропередачу й тому швидше засвоюється локомотивними бригадами та ремонтним персоналом;

– потреба в оснащенні локомотивного депо та ремонтного заводу спеціальним електротехнічним обладнанням відпадає.

На підставі кропіткої аналітичної роботи, проведеної науково-дослідницькими установами та організаціями, під час проектування перших тепловозів з гідропередачею керівними органами та Науково-дослідницьким інститутом (НДІ) залізничного транспорту до гідропередач були висунуті такі основні вимоги:

– втрати енергії у передачі повинні бути найменшими;

– сила тяги тепловоза повинна плавно змінюватися від нуля до максимуму однаково під час його переднього та заднього хода;

– передача повинна бути надійною в експлуатації;

– передача повинна змінювати силу тяги у разі максимальної і мінімальної швидкостях руху тепловоза у відношенні:

$$\frac{F_{дс}}{F_{до}} = \frac{N_e \cdot \eta'_п \cdot V_{max} \cdot 270}{N_e \cdot \eta_п \cdot V_{min} \cdot 270} = \frac{V_{max} \cdot \eta'_п}{V_{min} \cdot \eta_п}. \quad (2.3)$$

У цій формулі:

$$F_{дс} = \frac{N_e \cdot \eta'_п \cdot 270}{V_{min}}; \quad (2.4)$$

$$F_{до} = \frac{N_e \cdot \eta_п \cdot 270}{V_{max}}, \quad (2.5)$$

де N_e – ефективна потужність дизеля, кВт;

$F_{дс}$ – сила тяги тепловоза по зчепленню коліс з рейками, кН;

$F_{до}$ – сила тяги тепловоза під час максимальної швидкості руху, кН;

V_{min} – мінімальна тривала робоча швидкість руху тепловоза, км/год;

V_{max} – максимальна проектна швидкість руху тепловоза, км/год;

$\eta'_п$ і $\eta_п$ – к.к.д. передачі під час мінімальної і максимальної швидкостях руху тепловоза відповідно;

– у разі нереверсивного двигуна до передачі повинен бути надходити механізм реверсування для зміни напряму руху тепловоза;

– передача повинна мати малу масу й низьку вартість;

– витрати на утримання й ремонт передачі повинні бути невеликими.

Далі в аспекті цих вимог і розглядатимуться питання розрахунку й проектування гідропередачі та її елементів.

Запитання до самоконтролю

1. У чому полягає «золоте правило» механіки?

2. Переваги тепловоза з гідропередачею у порівнянні з тепловозом з електропередачею.

3. Основні вимоги до гідропередач.

4. Якими шляхами вирішувалася проблема застосування дизеля на тепловозі?

5. У чому полягає «ідеальність» тягової характеристики?

ГЛАВА 3

Робочі рідини для гідротрансформаторів і гідромуфт

3.1. Вимоги до робочої рідини

Для того, щоб гідропередача працювала на тепловозі довгостроково та ефективно, робоча рідина, яка застосовується в гідротрансформаторах і гідромуфтах, повинна задовольняти певним технічним вимогам, заснованим на основних положеннях гідравліки [3]:

– паспортний строк придатності рідини має бути таким, щоб під час експлуатації гідроапаратів у нормальних умовах вона не потребувала заміни частіше одного разу на рік;

– рідина повинна мати змащувальну здатність, бути однорідною, стійкою проти перетворення, емульгування, піноутворення від жирів, прихильних до створення мила, а також проти розкладення, виділення газів і парів в умовах експлуатаційних температур, вільною від смол, асфальтів, золи, твердих механічних домішок, які осаджуються, а також від окислювальних речовин, які можуть спричинити корозію робочих коліс та інших деталей гідроапаратів;

– щоб не втрачати змащувальну здатність, нормальна температура рідини під час експлуатації повинна знаходитися в межах 70…80 °С;

– температура замерзання (застигання) рідини повинна бути можливо більш низькою (не вище 30 °С), а температура спалаху її парів у разі наближення відкритого полум’я – можливо більш високою (не нижче 160 °С) ;

– на запобігання великих гідравлічних втрат рідина повинна мати умовну в’язкість $ВУ_{50}^{\circ} = 2\ldots3$, яка не повинна різко змінюватися залежно від температури та в інтервалі крайніх станів;

– рідина не повинна мати водорозчинних речовин, які викликають корозію деталей (наприклад, кислот і луг), а також бути вільною від

речовин, які виділяються під час високої температури та осідають на внутрішніх стінках трубопроводів і у прохідних розрізах клапанів та отворів;

– у випадку змішування робочої рідини з маслом підшипникових опор та інших частин, працюючих в умовах тертя, їх робота не повинна погіршуватися.

Більшу частину цих вимог задовольняють мінеральні масла та їх суміші. Під час вибору конкретного масла для гідротрансформатора та гідромуфти слід керуватися його фізико-хімічними властивостями: в'язкістю, температурою спалаху та застигання, місткістю наведених вище домішок та ін. До то ж в'язкість є однією з важливіших властивостей масла. Підвищення в'язкості збільшує втрати від тертя, а пониження – втрати від витоку через нещільності у з'єднаннях, внаслідок чого зменшується об'ємний і загальний к.к.д. гідроапарата.

Для того, щоб отримати можливість здійснити найбільш доцільний конкретний підхід до вибору робочої рідини, слід розглянути необхідні положення гідравліки з метою їх зіставлення з наведеними вище вимогами.

3.2. Вибір робочої рідини (масла) для гідропередачі

Правильний вибір робочої рідини має велике значення для продовження строку служби гідропередачі й забезпечення її високого к.к.д.

Масло гідропередачі за нормальних робочих температурах повинне задовольняти вимогам, які пред'являються до нього як до робочої рідини з одного боку і як до мастила – з іншого. Тому воно повинне бути порівняно малов'язким (не більш 2…3° Енглера за температурою 50 °С). Підвищена в'язкість збільшує втрати на тертя рідини по стінках лопаток робочих коліс і знижує к. к. д. гідропередачі. Масло також повинне володіти належною стійкістю проти спінювання. Під час роботи масло може нагріватися до високих температур й до того ж для дотримання безпечності роботи необхідно, щоб температура спалаху масла була значно вище максимальних робочих температур. Для забезпечення нормальних умов роботи частин гідропередачі, які зазнають

тертя (шестірень, підшипників, золотників та ін.) масло повинне зберігати високі змащувальні якості до температури 100…150 °С.

Масло гідропередачі не повинне спричиняти корозії деталей, виготовлених зі сталі, чавуну, ковкого чавуну, силуміну, латуні; також важливою вимогою являється стійкість проти старіння за експлуатаційними температурами. Під час старіння підвищується кислотність, яка викликає корозію металевих деталей і погіршує змащувальні якості. Нагрівання масла не повинне супроводжуватися виділенням смол, коксу, які засмічують фільтри й механізми гідропередачі й особливо систему золотників автоматики.

Присутність води в маслі неприпустима; вода викликає інтенсивне спінювання, яке спричиняє перебої в роботі.

Залежно від кліматичних умов і місця експлуатації гідропередачі масло повинне володіти відповідною температурою затвердіння.

З масел, які випускаються вітчизняною нафтопереробною промисловістю, найбільш придатні для гідропередач є такі (табл. 3.1): турбінне 22П (або 22), веретенне 2 (або 3), веретенне АУ. Турбінне масло 22П має присадку ВТІ-1, яка збільшує протиокислювальну стійкість.

Таблиця 3.1

Фізико-хімічні властивості масел, рекомендованих в якості робочої рідини для гідропередач тепловозів

Марка масла	Турбінне		Веретенне		
	22П	22	2	2	АУ
В’язкість, Е° 50	2,95…3,31	2,95…3,31	1,86…2,26	2,6…3,31	2,05…2,26
Кислотне число в мг КОН на 1 г	0,02	0,02	0,14	0,14	0,07
Стабільність:					
– осадок після окислення, %	0,05	0,10	–	–	–
– кислотне число КОН	0,20	0,35	–	–	–
Швидкість деемульсації, хв	8	8	–	–	–
Температура спалаху, °С	180	180	165	170	163
Температура застигання, °С	−15	−15	−30	−20	−45

Луганський тепловозобудівний завод для своїх гідропередач завжди рекомендував застосовувати суміш з 60% авіаційного масла МС-

20 і 40% веретенного АУ; допустима температура цієї суміші досить висока й становить 120…130 °С.

Фірмою Voith запропоновано залежно від температури зовнішнього повітря застосовувати для своїх гідропередач наступні спеціальні масла:

– для температури оточуючого середовища від –50 до –20 °С масла S4682 і Бенц-Петроль Єнерголь Хідраулік 40ЕР;

– для температури оточуючого середовища від –20 до –45 °С масла Мобільойль 10W і Клевус 27, які в Германії більш відомі під назвами відповідно Хідраулік L і ВА27.

Наведені в табл. 3.1 масла можуть у випадку необхідності замінюватися одне іншим, але не можна їх змішувати, оскільки деякі суміші прихильні до спінювання під час роботи гідропередачі. Трансформаторне й солярове масло, а також дизельне пальне та інші масла, близькі до них за властивостями, в якості робочої рідини гідропередачі не застосовуються, оскільки вони не забезпечують належне змащування поверхонь тертя й можуть спричинити корозію деталей.

Запитання до самоконтролю

1. Яким технічним вимогам повинна задовольняти робоча рідина, яка застосовується в гідротрансформаторах і гідромуфтах?

2. Якими фізико-хімічними властивостями слід керуватися під час вибору масла для гідротрансформатора й гідромуфти?

3. Які марки масел найбільш придатні для гідропередач?

ГЛАВА 4

Будова, принципи дії та класифікація гідравлічних апаратів (гідравлічних муфт і гідравлічних трансформаторів)

Розрізняються гідравлічні апарати, за допомогою яких потужність дизеля передається без зміни обертального моменту – гідравлічні муфти – та зі зміною його – гідравлічні трансформатори (надалі застосовуватимуться скорочені позначення: гідромуфта – ГМ, гідротрансформатор – ГТР).

Гідромуфта та гідротрансформатор складаються з розташованих співвісно та гранично зближених у спільному корпусі робочих органів, що наявні як у гідротрансформаторів так і гідромуфт, – лопатевого насоса або просто насоса (Н) і гідравлічної турбіни або просто турбіни (Т).

Внутрішніми параметрами гідроапаратів вважають параметри потоку робочої рідини, що протікає в робочій порожнині, це витрата Q і напір H певного колеса. Ці параметрі визначають потужність N, крутний момент M та частоту обертання n певного колеса.

Передаточне відношення, коефіцієнт трансформації та к.к.д. гідроапарата є безрозмірними величинами та характеризують перетворюючі, економічні та експлуатаційні якості.

Витратою Q називається об'ємна кількість робочої рідини, що протікає через лопатеву систему в одиницю часу.

Напором H називається приріст енергії, що надається кожному кілограму маси робочої рідини, що протікає крізь робоче колесо, тобто різницю питомих енергій рідини на виході з колеса і біля входу до нього. Якщо енергія робочої рідини після проходження певного колеса збільшується за рахунок енергії, що надходить від первинного двигуна, то напір цього колеса вважається позитивним, якщо енергія рідини у певному робочому колесі зменшується за рахунок передачі її на привод будь якого агрегата або вузла, наприклад, колісних пар, то напір цього колеса вважається від'ємним.

Абсолютна швидкість $\bar{c}$ руху робочої рідини в будь-якій точці робочого колеса є геометричною сумою відносної швидкості руху вздовж лопатки $\bar{\omega}$ та обводової (переносної, лінійної) швидкості обертання $\bar{u}$ разом з колесом (рис. 4.1). Надалі всі величини, що відносяться до входу рідини на лопаті робочих коліс, будуть позначатися індексами 1, а до виходу – індексами 2.

Абсолютну швидкість $\bar{c}$ можна також розкласти на дві складові:

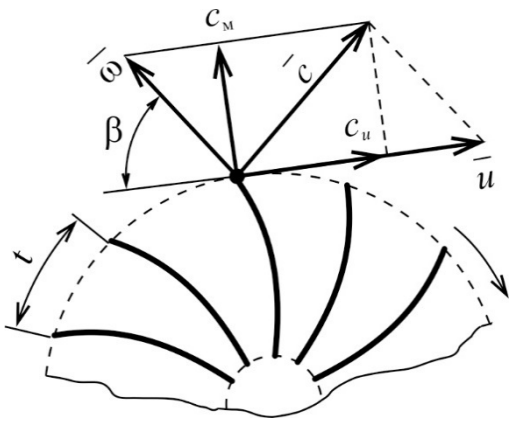


Рис. 4.1. Трикутник швидкостей

– меридіональну (радіальну) складову $c_м$ (проекція швидкості $\bar{\omega}$ на площину, перпендикулярну осі обертання колеса, або проекція на радіальний напрямок);

– обводову складову c_u або швидкість закручування (проекція швидкості $\bar{u}$ на напрямок дотичної до кола (обводової швидкості) в даній точці або проекція на тангенціальний напрямок).

Кут β між відносною швидкістю і продовженням обводової швидкості називається кутом нахилу лопатки. Літерою t на рис. 4.1 позначено шаг решітки.

4.1. Гідромуфта

Найбільш простою за своєю конструкцією є гідромуфта (гідродинамічна муфта), принципову схему якої зображено на рис. 4.2. Вона складається з двох основних елементів: відцентрового колеса, яке за принципом дії являє собою відцентровий насос, і гідравлічної турбіни з гранично зближеними лопатевими системами. На ведучому валу 6 укріплений насос *1* (лопатеве насосне колесо), а на веденому валу *5* – турбіна *3* (лопатеве турбінне колесо). З насосним колесом скріплений корпус *4* (у деяких літературних джерелах – кожух, колокол), який охоплює турбінне колесо.

Вхідні й вихідні кромки лопаток насосного колеса розташовуються у безпосередній близькості до вихідних і відповідно вхідних кромок лопаток турбінного колеса з зазором, необхідним для забезпечення вільного обертання та теплового розширення цих коліс.

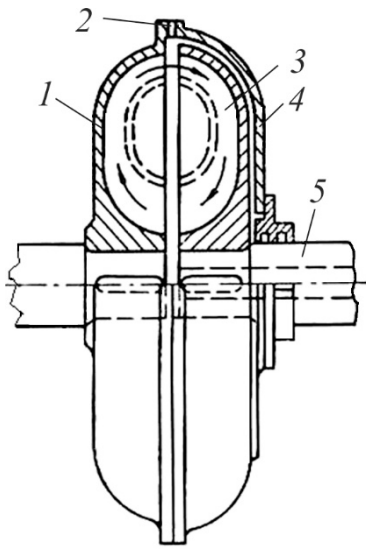


Рис. 4.2. Принципова схема гідромуфти

Лопатки насосного та турбінного коліс зазвичай виготовляються плоскими, радіальними, без внутрішнього тора. Ведучий та ведений вали встановлені у станині на радіально-упорних підшипниках кочення. Для ізоляції внутрішньої порожнини гідромуфти від оточуючого середовища застосовуються сальникові ущільнення. З метою неперегрівання робочої рідини, частина її через отвір *2* надходить до охолоджувального пристрою, а після охолодження знов повертається до робочої порожнини гідромуфти.

Дія гідромуфти відбувається за принципом перетворення енергії в лопаткових системах насоса й турбіни.

Робоча рідина, яка надійшла з насоса до турбіни та пройшла вподовж її лопаток, повертається на лопатки насосного колеса, замикаючи коло циркуляції. У насосі механічна енергія з параметрами – моментом $M_{н}$ і частотою $n_{н}$ перетвориться в потік рідини з параметрами – напором $H_{н}$ і витратою $Q_{н}$. На турбіні енергія цього потоку перетворюється в механічну енергію з параметрами $M_{т}$ і $n_{т}$. На виході з турбіни потік з параметрами $H_{т}$ і $Q_{т}$ надходить знову на вхід насоса. Також, зміни моментів кількості руху на лопатках насоса й турбіни, а отже, й обертальні моменти на насосному й турбінному колесах $M_{н}$ і $M_{т}$, відповідно, будуть дорівнювати один одному:

$$M_{н} = M_{т}. \tag{4.1}$$

Ця рівність характеризує основну властивість й призначення гідромуфти – передачу моменту з ведучого насосного на ведене турбінне колесо без зміни його величини. Передача енергії також супроводжується втратами за рахунок проковзування коліс, тобто деякого відставання турбінного колеса від насосного. Ці втрати враховуються

коефіцієнтом корисної дії гідромуфти $\eta_{гм}$, який з урахуванням рівності (4.1) визначається за формулою:

$$\eta_{гм} = \frac{M_т \cdot n_т}{M_н \cdot n_н} = \frac{n_т}{n_н} = i. \qquad (4.2)$$

Також, вираз $n_т / n_н = i$ – це передаточне відношення гідромуфти і, яке, характеризуючи економічність її роботи, визначає також і значення s – ковзання насосного колеса відносно турбінного, яке визначається за формулою:

$$s = \frac{n_н - n_т}{n_н} = 1 - i. \qquad (4.3)$$

У наслідок моменту опору ведений вал гідромуфти під час обертання відстає (проковзує) від ведучого, тобто $n_н > n_т$. Цей процес оцінюється показником ковзання s.

Для досягнення високого значення к.к.д. передачі і зниження питомої ваги потрібні гідромуфти з мінімальним ковзанням. Зменшення ковзання може бути досягнуто збільшенням маси циркулюючої рідини.

Тому що ковзання коліс у разі передачі номінального моменту мало, то немає необхідності в спеціальному профілюванні лопаток насосного та турбінного коліс і тому вони виготовляються зазвичай плоскими та радіальними.

У разі збільшення величини s підвищується швидкість циркуляції потоку рідини, а також тиск її на лопатки турбінного колеса. Це викликає зростання $M_т$, пройшовши крізь лопатки турбінного колеса, рідина надходить до насосного колеса й гальмує його з силою, що пропорційна відставанню турбінного колеса від насосного й потоку циркуляції. У разі збільшення величини s гальмовий момент на насосному колесі зросте так само, як й момент на турбінного колесі $M_т$. Зменшення s супроводжується зниженням гальмівного і крутного моментів. Таким чином, моменти на насосному та турбінному колесі, узгоджено змінюючись, залишаються рівними.

Якщо припустити, що турбінне колесо здійснює таку ж саму кількість обертів, що й насосне, тобто $s = 0$, то сили (доцентрова та відцентрова), які діють на рідину в турбінному та насосному колесі, будуть рівними, отже, тиск рідини буде однаковим, перепад тисків зникне й

циркуляція рідини припиниться. Кінетична енергія з насосного колеса на турбінне не зможе передаватися – крутний момент буде дорівнювати нулю. Це так званий *ідеальний холостий хід* гідромуфти.

Якщо насосне колесо обертається з нормальною швидкістю, а турбінне нерухомо ($s=1$), то швидкість циркуляції буде максимальною, оскільки перепад тисків у цьому випадку буде найбільшим, у такому випадку потік рідини, що виходить з насосного колеса, зустрічає на своєму шляху нерухомі лопатки турбінного колеса, давить на них з найбільшою силою й крутний момент зростає до максимального значення.

Зі збільшенням величини $n_т$ й наближенням її до $n_н = \text{const}$ відношення $n_т / n_н = i$ та, відповідно, й к.к.д. гідромуфти наближається до одиниці. Дослідженнями встановлено, що практично найвища величина к.к.д. гідромуфти становить $\eta_{гм} = 0,97 \ldots 0,98$.

Зі зменшенням величини $n_т$ за $n_н = \text{const}$ к.к.д. гідромуфти зменшується й у разі $n_т = 0$ $\eta_{гм} = 0$.

Найвищому значенню к.к.д. ($\eta_{гм} = 0,97 \ldots 0,98$) відповідає ковзання $s = 0,03 \ldots 0,02$, а найменшому ($\eta_{гм} = 0$) – $s = 1$ (робота гідромуфти у разі зупиненого турбінного колеса – «стоповий режим»).

Момент, що передається гідромуфтою за її найвищого (розрахункового) к.к.д., називається *нормальним* $M_{норм}$ або *номінальним* $M_{ном}$.

Показники та характеристики ГМ необхідні для оцінки її енергетичних та експлуатаційних якостей.

До *кінематичних* показників відносяться частоти обертання ведучого і веденого валів гідромуфти, передаточне відношення та ковзання s.

До *силових* показників відносяться моменти на ведучому і веденому валах.

До *потужністних* або *енергетичних* показників відноситься потужність на ведучому та веденому валах.

Економічним показником є загальний к.к.д. гідромуфти.

Розрізняють зовнішні, універсальні і приведені (безрозмірні) характеристики.

Зовнішньою характеристикою ГМ називається залежність к.к.д., момента і потужності від частоти обертання веденого вала, ковзання або передаточного відношення у разі постійних частоти обертання ведучого вала та в'язкості рідини (рис. 4.3, а). Також зовнішня характеристика може бути представлена залежностями к.к.д. й моменту, що

передається, вираженого відношенням $M/M_{\text{ном}}$, залежно від зміни передаточного відношення або ковзання (рис. 4.3, б).

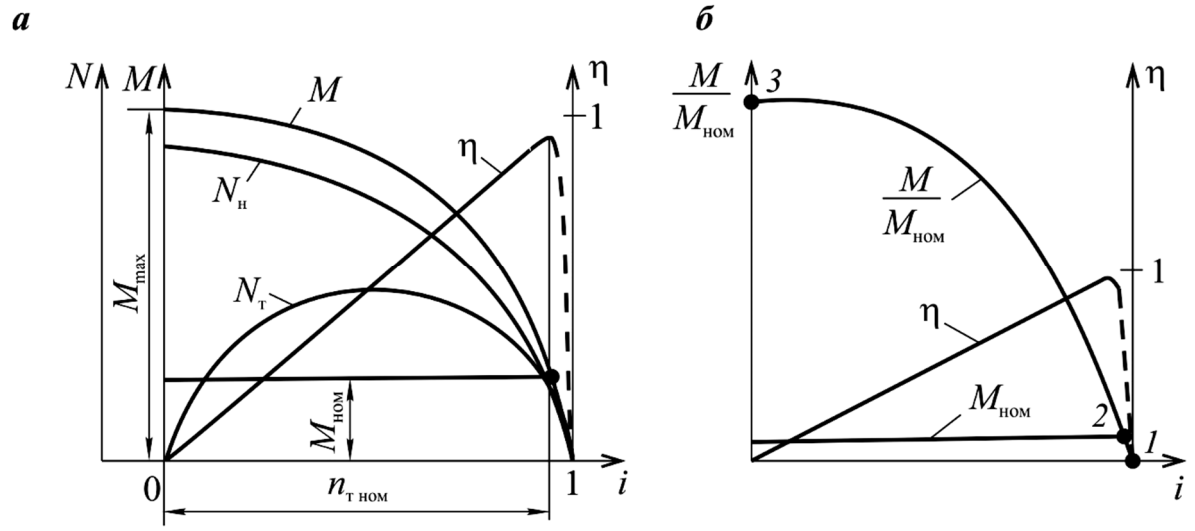


Рис. 4.3. Можливі вигляди зовнішньої характеристики ГМ

Звичайно зовнішня характеристика будується за результатами дослідних випробувань ГМ. Іноді на зовнішню характеристику наносять лише криві моментів, тому що значення потужності та к.к.д. можливо отримати розрахунковим шляхом.

З рис. 4.3 видно, що у разі збільшення передаточного відношення момент гідромуфти змінюється від $M_{\max}$ для $i=0$ до $M=0$ для i близького до 1. Відповідно до зміни передаточного відношення змінюється і к.к.д.

Наведена на рис. 4.3 характеристика гідромуфти має повну «прозорість», тобто за будь-яких умовах роботи гідромуфти завжди дотримується рівність моментів насосного й турбінного коліс.

Характерними точками зовнішньої характеристики гідромуфти (див. рис. 4.3, б) є: точка *1* – режим холостого ходу, тобто такий режим, коли зовнішнє навантаження відсутнє, а $M_{\text{н}}=M_{\text{т}}=0$, $s=0$, $n_{\text{н}}=n_{\text{т}}$, $i=1$, $N_1=N_2=0$. У точці *1* к.к.д. дорівнює нулю, але навколо цієї точки – прагне до 1.

Точка *2* характеризує номінальний (розрахунковий) режим. Характерним фактором, що визначає точку *2*, є максимальний к.к.д. Основною причиною, яка може викликати зниження заданого к.к.д. є збільшення енергоємності гідромуфти, тому що на номінальному режимі гідромуфта передає порівняно малий момент. У зв’язку з цим виникає

питання про перевантажувальну спроможність ГМ, критерієм якої є відношення $\delta = M_{\max} / M_{\text{ном}}$, що називається коефіцієнтом перевантаження ГМ. У залежності від конструкції ГМ $\delta = 5\ldots7$ [4].

Таким чином, параметрами номінального режиму (точка *2* на рис. 4.3, б) є: $n_{\text{т ном}} = n_{\text{н ном}} \approx 0{,}97 n_{\text{н}}$, $s_{\text{ном}} \approx 0{,}03$, $N_{\text{н}} = N_{\text{ном}} = N_{\text{диз ном}}$, де $N_{\text{ном}}$ – потужність гідромуфти у номінальному режимі її роботи, $N_{\text{диз ном}}$ – потужність дизеля у номінальному режимі, $N_{\text{т ном}} = N_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{ном}}$, де $\eta_{\text{ном}}$ – к.к.д. гідромуфти у номінальному режимі її роботи.

Точка *3* характеризує "стоповий" режим роботи, тобто турбіна стоїть, $n_{\text{т}} = 0$. Параметри "стопового" режиму: $M = M_{\max}$, $n_{\text{т}} = 0$, $i = 0$, $s = 1$, $N_{\text{н}} = N_{\max}$, $n_{\text{н}} = \text{const}$, $\eta = 0$, $N_{\text{т}} = 0$. Цей режим є найбільш напруженим у тепловому відношенні, тому що вся потужність двигуна перетворюється в тепло, тобто інтенсивно нагрівається масло.

Робота на "стоповому" режимі або близькому до нього веде до перегріву передачі. Таким чином, зона режимів роботи між точками *1* і *2* – зона нормальних навантажень передачі. Двигун працює в режимі недовантаження або в номінальному режимі. Зона між точками *2* і *3* – зона перевантажень.

Універсальна характеристика на відміну від зовнішньої являє собою залежності моменту, потужності і к.к.д. від i, $n_{\text{т}}$ або s для різних частот обертання ведучого вала $n_{\text{н}}$. Вона будується на підставі серії зовнішніх характеристик, отриманих дослідним шляхом для різних частот обертання $n_{\text{н}}$. Зазвичай, на цю характеристику наносять тільки значення моментів і лінії рівних к.к.д. (рис. 4.4, *а*).

Приведена характеристика являє собою залежність коефіцієнтів потужності λ_N і моменту λ_M від передаточного відношення або к.к.д. (рис. 4.4, *б*). Зазвичай вона будується шляхом перерахунку за рівняннями подібності та еталонним значенням ($D = 1$ м, $n_{\text{н}} = 100$ хв$^{-1}$, $\rho = 10^3$ кг/м^3) на підставі зовнішніх характеристик. Наведені характеристики служать для зіставлення між собою експлуатаційних властивостей гідромуфт різних конструкцій і розмірів, що працюють за різних частотах обертання насосного колеса і на різних рідинах, або для вибору розмірів гідромуфт з ряду подібних даної конструкції.

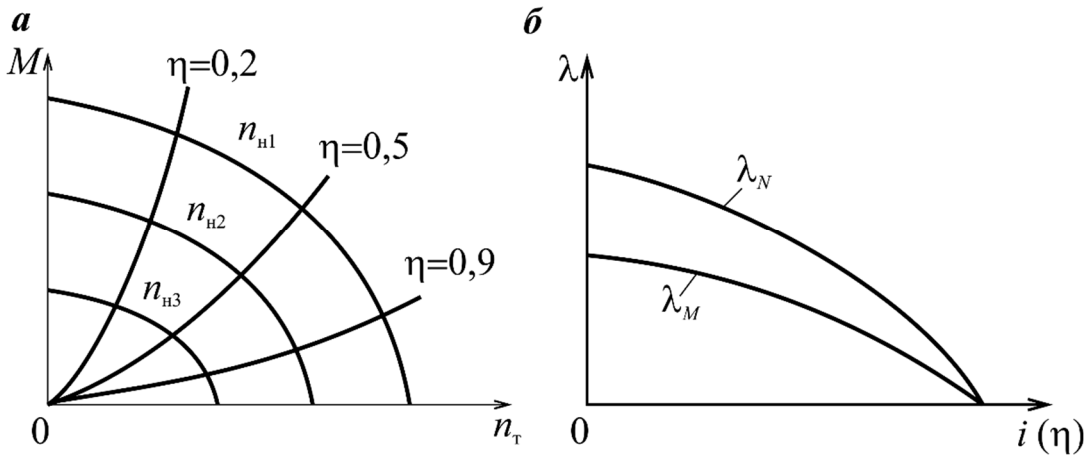


Рис. 4.4. Характеристики гідромуфти:
а – універсальна; *б* – приведена

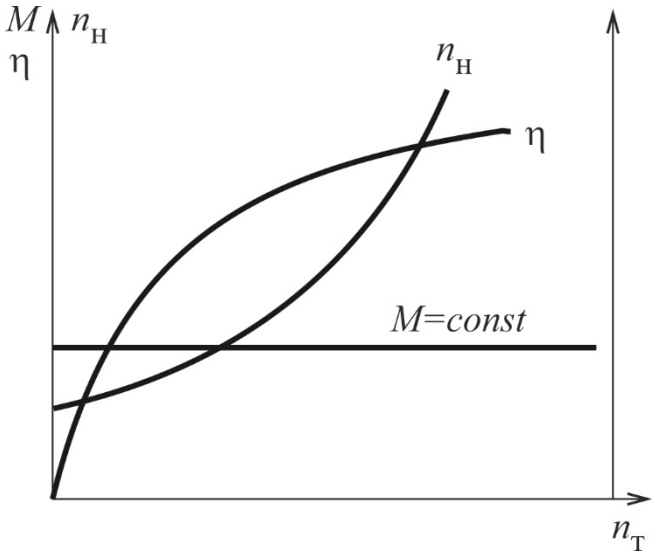


Рис. 4.5. Тягова характеристика гідромуфти

У *тяговій характеристиці* гідромуфти (рис. 4.5) момент, що передається залишається постійним, а змінюється число обертів насосного колеса. До того ж виходить полога крива к.к.д. з великим діапазоном високих його значень. Ця характеристика легко може бути отримана з універсальної характеристики гідромуфти, для чого на останній проводиться лінія постійних моментів. Точки перетину лінії постійних моментів з лініями моментів за різних постійних числах оборотів $n_н = \text{const}$ будуть відповідати певним значенням чисел обертів турбіни $n_т$ і к.к.д. η).

Чи можна, використовуючи тільки одну гідравлічну муфту, створити тепловозну гідропередачу? Виявляється, ні. Подивимося, як працювала б така передача, як би вона відповідала основним вимогам, що пред'являються до тепловозних передач.

Гідромуфта легко дає можливість в період пуску відключити дизель від колісних пар локомотива. Для цього достатньо злити з гідромуфти робочу рідину.

Але в процесі руху тепловоза в залежності від профілю колії та швидкості, що розвивається, передача повинна забезпечити зміну в широких межах значення крутного моменту, що реалізується колісними парами за постійного режиму роботи дизеля. Ось цього гідромуфта, яка не змінює крутного моменту, що передається, зробити не може. Наприклад, якщо тепловоз з такою передачею буде нормально працювати у разі руху з великою швидкістю на площадці, то на підйомі, коли швидкість руху буде знижуватися, збільшиться ковзання гідромуфти.

В силу властивостей гідравлічних муфт, різко зросте момент обертання насосного колеса. Дизель буде перевантажуватися, а так як він не допускає значних перевантажень, то число обертів колінчастого вала буде знижуватися. Приблизно в такій же мірі буде падати і потужність дизеля. Отже, гідромуфта не забезпечить сталість потужності дизеля для різних швидкостей руху тепловоза. Чи є такий гідроагрегат, який дозволяє змінювати або, як говорять, трансформувати крутний момент, що передається? Так, є, – він отримав назву гідротрансформатор.

Можливі чотири види основних режимів роботи гідромуфти: тяговий, обгінний, динамічного гальмування та протиобертання.

Основне призначення гідромуфт – передача крутного моменту від ведучого вала до веденого. Такий режим називається тяговим.

Під час роботи у тяговому режимі частота обертання насосного колеса завжди більше, ніж турбінного. В інших режимах турбінне колесо має або більшу частоту обертання, ніж насосне, або протилежну йому.

Гальмівними режимами називаються такі режими роботи гідромуфти, під час реалізації яких потужність від колісних пар передається гідромуфті і до того ж відбувається уповільнення (гальмування) колісних пар. Гальмівні режими роботи гідродинамічних передач в даний час знаходять все більше застосування. Розрізняють три види гальмівних режимів: обгінний, режим динамічного гальмування (гідрогальмівний режим) і режим протиобертання.

Обгінний режим (рис. 4.6) може виникнути під час руху тепловоза на спуску або ж у разі різкого зменшення частоти обертання вала

насосного колеса. Тому що частота обертання вала турбінного колеса стає більшою, ніж насосного, то і напрямок руху робочої рідини у колі циркуляції змінюється на протилежний. Турбінне колесо починає виконувати функцію насосного, а насосне колесо – працювати як турбінне.

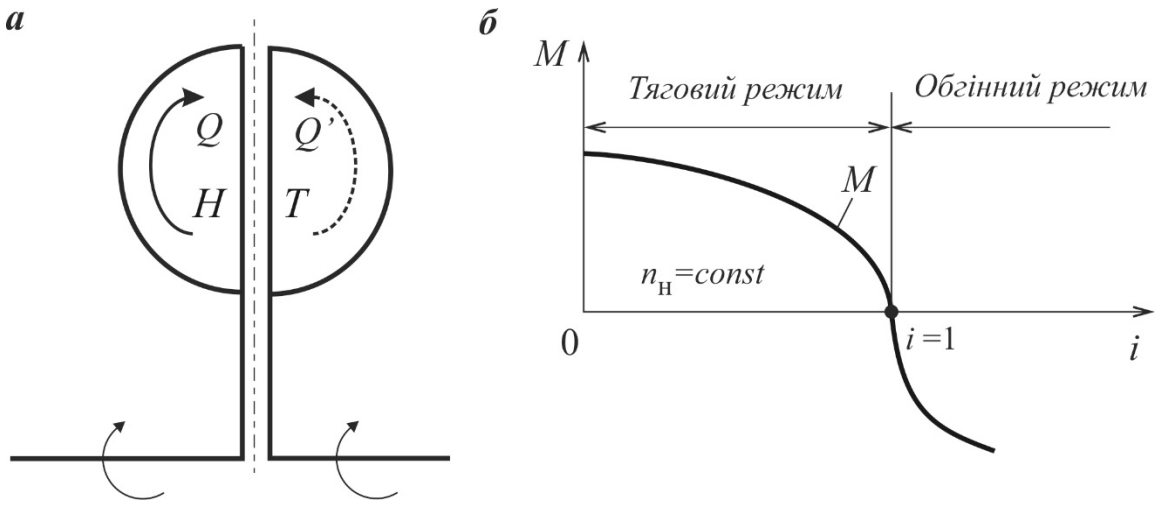


Рис. 4.6. Обгінний режим роботи гідромуфти:
а – напрям циркуляції рідини; *б* – зовнішня характеристика

Зворотний рух рідини в гідроапараті називається з*воротним циклом*, а явище, під час якого відбувається зміна напрямку передачі енергії, називається *оборотністю*. У загальному випадку оборотністю гідропередачі називають її здатність передавати потужність на первинний вал.

Гідромуфта також ефективно передає потужність як в тяговому, так і в обгінному режимах. Робота гідромуфти на обгінному режимі характеризується *рівнянням балансу*

$$-H_{н} + H_{т} - \Sigma h_{вит} = 0,$$

де $H_{н}$ – напір насоса; береться з від'ємним знаком, тому що фактично напір створюється турбіною, а насос створює «протинапір»;

$H_{т}$ – напір турбіни;

$\Sigma h_{вит}$ – сумарні витрати енергії, що визначаються аналогічного витратам у режимі тяги.

Жорсткість характеристики гідромуфти ($dM/dn_т$) на обгінному режимі буде дещо більшою, ніж на тяговому, тому що насосне колесо переходить у режим роботи турбінного колеса.

Режим динамічного гальмування відповідає роботі гідромуфти з зупиненим насосним колесом $n_н = 0$, а турбінне колесо, що обертається від коліс тепловоза виконує гальмівну функцію. По суті гідромуфта працює як гідрогальмо. Її характеристика $M = f(n_т)$ являє собою квадратичну параболу, нахил якої залежить від лопатевої системи і розмірів гідромуфти (рис. 4.7).

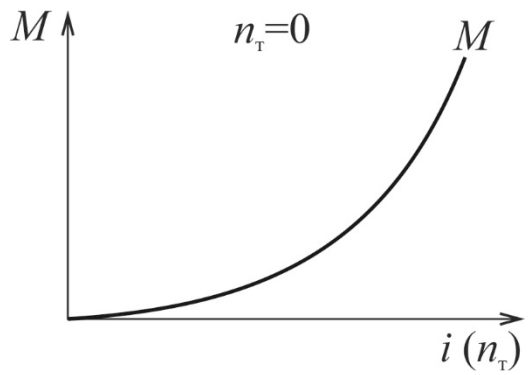


Рис. 4.7. Зовнішня характеристика гідромуфти у режимі гідродинамічного гальмування

Гідрогальмівний режим є граничним випадком обгінного режиму. Тоді турбінне колесо працює в режимі насоса, і розрахунок характеристики проводиться аналогічно розрахунку характеристики для стопового режиму для різної частоти обертання $n_т$.

За таким принципом у гідропередачах застосовується ретардер (тепловозна гальмівна гідромуфта). Ретардер працює в режимі динамічного гальмування, протягом якого енергія надходить до одного з робочих коліс (ротора) від колісних пар тепловоза. Інше колесо ретардера –нерухоме (статор), й кріпиться до корпуса передачі. Тоді вся енергія, що надходить, перетворюється в тепло робочої рідини, яке відводиться до охолоджувача. Поняття насоса й турбіни у ретардера не існує.

У режимі протиобертання насосне та турбінне колеса обертаються в протилежних напрямках. Такий режим можливий у разі вимушеній зупинці та зворотному русі на підйомі, коли тепловоз рухається вниз у разі працюючого двигуна. На рис. 4.8 наведені схема роботи гідромуфти, рух потоку та характеристики гідромуфти у разі роботи у режимі протиобертання.

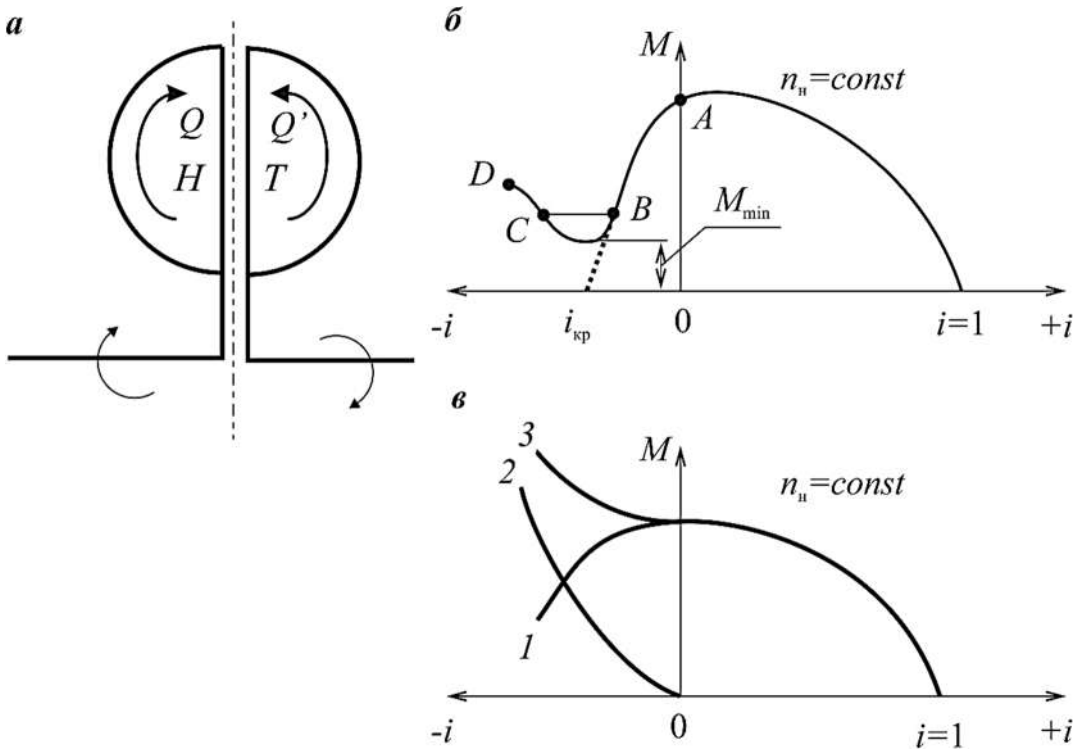


Рис. 4.8. Режим протиобертання:
а – напрям руху; *б* – зовнішня характеристика на режимі протиобертання; *в* – спільна характеристика гідромуфти і гідрогальма у режимі протиобертання;
1 – характеристика гідромуфти у режимі протиобертання; *2* – характеристика гідрогальма; *3* – сумарна характеристика

На основний потік Q, що створюється насосом, діє протипотік Q', який гальмує основний потік робочої рідини, тобто зменшує сумарну витрату. У турбобудуванні цей режим називають «*розтратним*». Насос працює в режимі насоса. Турбіна працює в особливому гальмівному режимі («розтратному»), під час якого енергія до неї надходить з боку колісних пар і витрачається на гальмування руху основного потоку.

На рис. 4.8, *б* показана зовнішня характеристика гідромуфти, яка працює в режимі протиобертання. Чим швидше обертається турбінне колесо, тим інтенсивніше загальмовується основний потік, тому витрата Q і момент M зменшуються. За певним передаточним відношенням відбувається так що $N_н = N_т$ та $Q = 0$.

Це передаточне відношення і називається критичним $i_{кр}$. Однак за $i_{кр}$, незважаючи на то, що $Q = 0$, момент, як показали дослідження, не дорівнює нулю, а має мінімальне значення M_{min}. Мінімальний момент

створюється за рахунок вихрових обмінних течій між колесами за відсутності основної течії. У разі подальшого збільшення частоти обертання турбінного колеса (до $i > i_{кр}$) момент знову починає збільшуватися. Момент M_{min} визначається експериментально для кожної конструкції гідромуфти.

Таким чином, гідромуфта в режимі протиобертання має нестійку *AB* і стійку *CD* гілки характеристики. Момент на ділянці *CD* створюється зворотним рухом потоку і тертям. Але швидкості веденого вала великі.

Недоліком режиму протиобертання є те, що гідромуфта працює на нестійкій гілці характеристики. Під час виходу на нестійку гілку швидкість турбінного колеса різко зростає в наслідок переходу робочої точки на стійку гілку *CD*. На практиці неприємний «провал» характеристики усувається послідовним вмиканням гідрогальма. Причому гідрогальмо підбираються так, щоб спільна характеристика гідрогальм і гідромуфти не мала негативного градієнта моменту (рис. 4.8, *в*). Характеристика гідромуфти на режимі протиобертання розраховується за рівнянням балансу питомої енергії. На рис. 4.9 показана *повна зовнішня характеристика* гідромуфти.

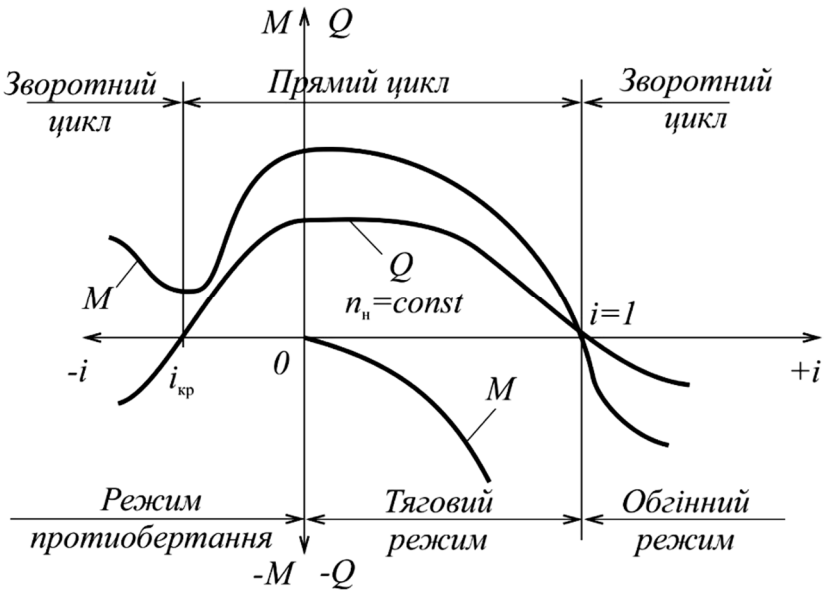


Рис. 4.9. Повна зовнішня характеристика гідромуфти

Гідромуфти як єдиний клас гідравлічного зчеплення класифікуються за способом управління ними. Управління існуючими гідромуфтами здійснюється такими трьома способами:

– зміною кількості обертів ведучого вала (насосного колеса $n_н$);

– ступенем заповнення робочої порожнини (об'ємне регулювання);

– зміною форми проточної частини або робочої порожнини гідромуфти (механічне регулювання).

Гідромуфти, які регулюються тільки зміною частоти обертання вала двигуна, називають нерегульованими, а гідромуфти, які регулюються за постійною частотою обертання вала двигуна, називають регульованими. Таким чином, ознакою регульованості гідромуфти є наявність в конструкції керованого ззовні пристрою регулювання. Регулювальні характеристики гідромуфт, одержувані за рахунок зміни частоти обертання вхідного вала, являють собою універсальну характеристику, тобто це зовнішні характеристики, зняті для різної частоти обертання насосного колеса одного конкретного типорозміру гідромуфти.

У разі першого способу регулювання з характеристик гідромуфти, наведених раніше, видно, що за постійного моменту на валу насосного колеса та у разі зміни числа його обертів крива к.к.д., позначена на рис. 4.10. цифрою *1*, проходить полого в діапазоні зміни числа обертів насосного колеса $n_н$ від 50% до 100%, тобто в межах можливої зміни числа обертів дизеля. Такий спосіб регулювання найбільш економічний і широко застосовується в тепловозних гідропередачах.

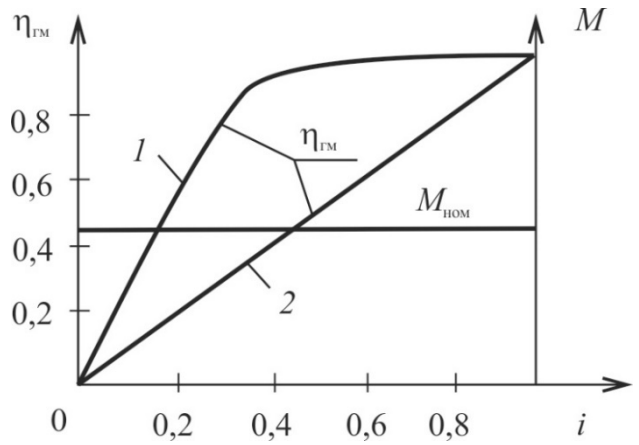


Рис. 4.10. Графіки зміни к.к.д. гідромуфти за різними способами регулювання:
1 – у разі змінної частоти обертання насосного колеса; *2* – у разі постійної частоти обертання насосного колеса

За другим способом – регулювання гідромуфтою здійснюється зміною наповнення за постійного числа обертів насосного колеса. З виразу к.к.д. гідромуфти $\eta_{гм} = n_т / n_н$, видно, що за постійному числі обертів насосного колеса (двигуна) к.к.д. змінюється пропорційно числу обертів вала турбінних коліс, незалежно від характеру зміни моменту. К.к.д. зображується прямою лінією *2* (див. рис. 4.10).

Порівняння кривої *1* к.к.д. гідромуфти у разі регулювання зміною числа обертів насосного колеса з кривою *2* к.к.д. у разі регулювання гідромуфти зміною наповнення рідиною, показує переваги

регулювання гідромуфти шляхом зміни числа обертів насосного колеса. Регулювання ГМ наповненням, так само як і регулювання наповненням гідротрансформатора, не економічно і на тепловозах для головної передачі не застосовується.

На деяких тепловозах для привода вентилятора холодильника застосовується гідромуфти з регулюванням її наповненням рідиною за допомогою черпальної трубки. В даному випадку регулювання наповненням доцільно з таких міркувань: потужність, що передається невелика, крутний момент вентилятора залежно від числа його обертів змінюється по гвинтовій характеристиці.

Регулювання гідромуфти механічним впливом на потік рідини полягає в тому, що потік рідини в колі циркуляції перекривається висувною кільцевої дросельною заслінкою або поворотними лопатками. У разі повного закриття дросельної заслінки або повному повороті лопаток циркуляція потоку рідини по каналах коліс гідромуфти хоча і припиняється, однак виникає замкнута циркуляція потоку рідини на вхідних і вихідних кромках лопаток і дискове тертя дають значний залишковий момент, що досягає 40% від номінального.

Детальну будову гідромуфти зображено на рис. 4.11.

4.2. Гідротрансформатор

Гідротрансформатор (гідродинамічний трансформатор) рис. 4.12 є однією з головних частин гідропередачі; за суттю цей гідроапарат являє собою гідравлічний редуктор – механізм, який понижує кількість обертів веденого вала привода гідропередачі. Характерною особливістю гідротрансформатора, яка відрізняє його від механічних зубчастих редукторів, є змінне передаточне число $i = n_2/n_1$, де n_1 – кількість обертів первинного (ведучого вала – вала насосного колеса), а n_2 – те ж вторинного (веденого вала – вала турбінного колеса)*. Величина i залежить від величини моменту опору на веденому валі.

* У подальших матеріалах всі величини, що відносяться до входу робочої рідини на лопатки робочих коліс гідроапаратів, позначатимуться індексами 1, а до виходу – індексами 2; крім цього, в усіх подальших формулах, на рисунках, схемах і в тексті до буквених позначень величин можуть додаватися дрібним шрифтом індекси: л – лопать, н – насосне колесо, т – турбінне колесо, *и* – обводова швидкість; Т – теоретична величина, г – гідравлічна величина, а – спрямовувальний апарат та ін.

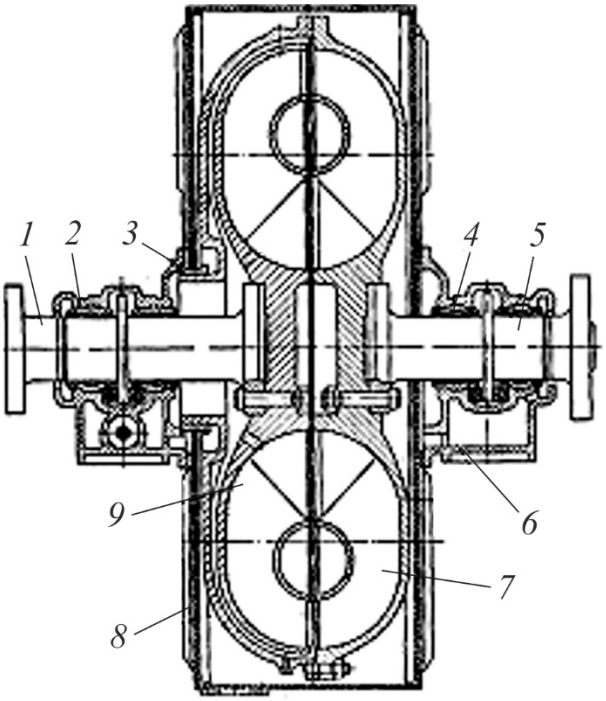


Рис 4.11. Детальна будова гідромуфти:
1 – ведений вал; *2* і *4* – опори валів; *3* – сальникове ущільнення; *5* – ведучий вал; *6* – станина; *7* – насос; *8* – корпус; *9* – турбіна

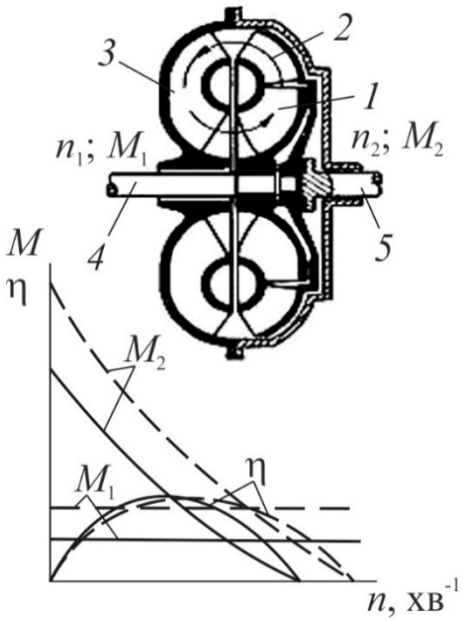


Рис. 4.12. Схематичний розріз гідротрансформатора та його характеристика:
1 – насосне колесо; *2* – турбінне колесо;
3 – спрямовувальний апарат; *4* – ведучий вал; 5 – ведений вал; n_1, n_2 – кількості обертів вхідного (насосного) й вихідного (турбінного) валів відповідно;
M_1, M_2 – обертальні моменти вхідного й вихідного валів відповідно;
η – к.к.д. гідротрансформатора

Зображена на рис. 4.12 основна характеристика гідротрансформатора відображує закономірність, з якою змінюються моменти на його насосному й турбінному колесах залежно від кількості обертів цих коліс. Суцільними лініями накреслені залежності $M_1 = f\left(n\right)$ і $M_2 = f\left(n\right)$ у разі номінальної постійної кількості обертів насосного колеса, тобто у номінальному режимі, а штриховими – залежності у разі збільшеної на 20 % кількості обертів цього колеса, які розміщуються вище, ніж за

номінального режиму. Також точка найбільшої величини к.к.д. зсувається вбік більш високої кількості обертів турбінного колеса, а криві моментів M_1 і M_2 розташовуються вище, ніж за номінального режиму.

Моменти на насосному й турбінному колесах змінюються пропорційно величині n^2 насосного колеса, а потужність, що передається гідротрансформатором, – пропорційно величині n^3 насосного колеса. Тому, коли при проектуванні гідропередачі потрібно підвищити її розрахункову потужність, то це слід зробити за рахунок збільшення кількості обертів і зменшення габаритних розмірів її гідроапаратів.

Принцип дії гідротрансформатора аналогічний принципу дії гідромуфти: робоча рідина, запасаючи кінетичну енергію в насосному колесі, віддає її турбінному колесу. На відміну від гідромуфти, яка має плоскі, радіально розташовані лопатки, робочі колеса гідротрансформатора мають зігнуті лопатки спеціальної форми.

Насосне колесо закручує робочу рідину, створюючи в ній запас кінетичної енергії обертального руху. Турбінне колесо завдяки відповідному профілю його лопаток розкручує робочу рідину. Створений запас кінетичної енергії обертального руху використовується для подолання зовнішніх сил опору, прикладених до веденого вала. Напрям потоку робочої рідини, яка пройшла турбінне колесо, залежить від швидкості його обертання. Коли турбінне колесо є нерухомим, абсолютна швидкість робочої рідини співпадає з відносною і потік має напрям, який співпадає з вихідними кромками турбінних лопаток. Як видно з рис. 4.13, *а*, у цьому випадку потік зазнає найбільшу зміну напряму руху, а тому й реакція струменя, тобто тиск потоку на лопаті турбінного колеса, також буде максимальною. На характеристиці гідротрансформатора (рис. 4.11) цей режим ($n_2 = 0$) відповідає максимальному обертальному моменту M_2.

На номінальному режимі, який відповідає розрахунковій величині передаточного числа i під час виходу з турбінного колеса потік не у стільки сильному ступеню змінює свій напрям (рис. 4.13, *б*), як у разі нерухомого турбінного колеса; тому й момент у такому режимі є меншим. Тут потік має аксіальний (уподовж осі обертання робочих коліс гідротрансформатора) напрям, який співпадає з напрямом вхідних кромок лопаток нерухомого спрямовувального апарата. Завдяки цьому

робоча рідина плавно обтікає його лопатки й завдяки цьому втрати на удар практично дорівнюють нулю. На характеристиці гідротрансформатора (рис. 4.12) цей режим відповідає максимальній величині його к.к.д. При будь-яких інших величинах кількості обертів турбінного колеса, включаючи оберти, вищі за номінальні, напрям потоку не буде співпадати з напрямом вхідних кромок спрямовувального апарата (рис. 4.13, *в*), внаслідок чого буде відбуватися удар потоку по лопатках, який супроводжуватимуться певною втратою енергії.

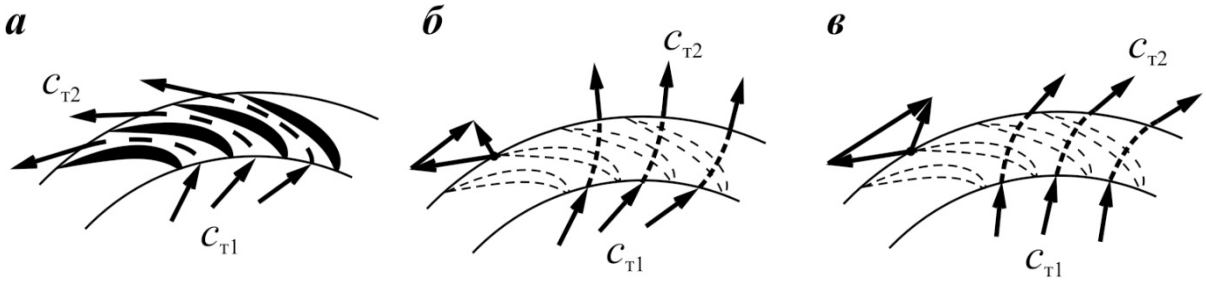


Рис. 4.13. Зміни напряму потоку робочої рідини на виході з турбінного колеса гідротрансформатора, яке обертається з різною швидкістю:
а – у разі нерухомого колеса; *б* – на номінальному режимі роботи; *в* – у разі оборотів, вищих за номінальний режим

Пройшовши через нерухомий спрямовувальний апарат (реактор), потік набуває завжди одного й того ж напряму, який відповідає безударному входу до насосного колеса, завдяки чому навантаження цього колеса залишається постійним незалежно від швидкості обертання турбінного колеса.

На рис. 4.14 схематично зображене розташування лопаток насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата; там же стрілками помічений напрям швидкості руху потоку робочої рідини, який відповідає розрахунковому режиму. Як видно з цього рисунку, напрями відносних швидкостей для обох коліс гідротрансформатора співпадають з напрямом відповідних кромок лопаток, завдяки чому циркуляція робочої рідини на цьому режимі відбувається безударно, тобто з найменшими втратами. К.к.д. гідротрансформатора у цьому випадку має найбільшу величину, яка у сучасних зразках досягає 88 %.

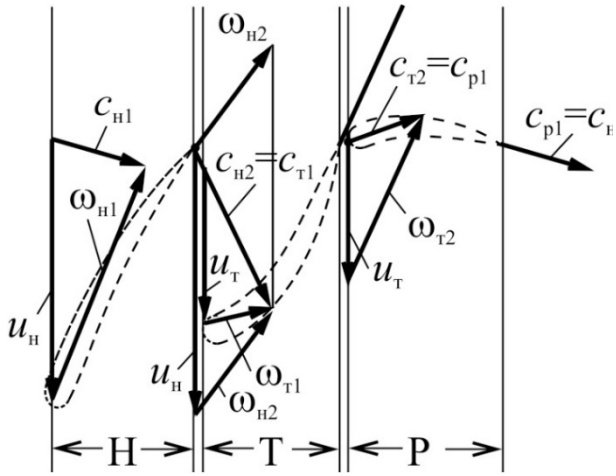


Рис. 4.14. План швидкостей руху робочої рідини у гідротрансформаторі та розвертка його лопаткової системи:

u – обводова швидкість лопатки; *c* – абсолютна швидкість робочої рідини; ω – відносна швидкість робочої рідини (відносно лопатки); індекси: н – для насосного колеса; т – для турбінного колеса; р – для спрямовувального апарата (реактора); 1 − для входу до робочого колеса; 2 – для виходу з робочого колеса

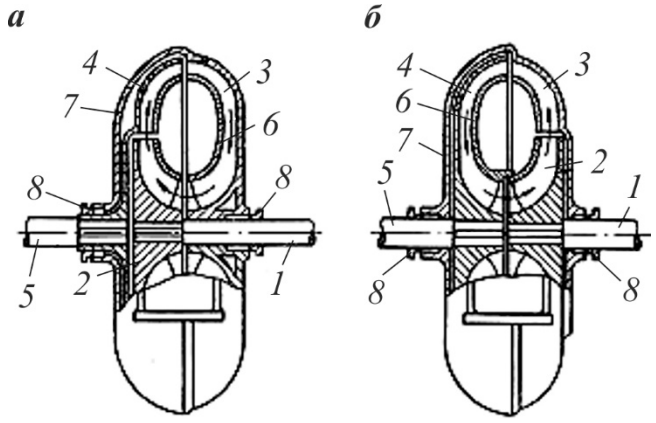


Рис. 4.15. Принципова схема гідротрансформатора:

а – І-го класу; *б* – ІІ-го класу

Як і у гідромуфти, при зміні швидкості обертання насосного колеса у гідротрансформатора змінюється тиск робочої рідини, який воно створює, а отже й швидкість циркуляції потоку; у кінцевому рахунку зміниться навантаження на насосному колесі й момент, який розвивається на турбінному колесі. Тоді к.к.д. гідротрансформатора буде мати найбільшу величину вже й при іншій швидкості обертання турбінного колеса, яка визначається розрахунковим передаточним числом. При такому співвідношенні кількості обертів насосного й турбінного коліс плани швидкостей робочої рідини й лопаток робочих коліс гідротрансформатора будуть подібними, тобто їх кути залишаться незмінними, що забезпечить безударну циркуляцію потоку робочої рідини.

На схемі рис. 4.15 зображені принципові схеми двох основних видів гідротрансформаторів, які розрізняються напрямами руху робочої рідини в їх лопаткових колесах. Як видно з цієї схеми, основні деталі гідротрансформатора – це насосне колесо *2*, укріплене на ведучому

валі *1*, турбінне колесо *4*, укріплене на веденому валі *5*, нерухомий спрямовувальний апарат *3*, тор *6*, корпус *7* і сальникові ущільнення *8*.

Гідротрансформатор, у якому спрямовувальний апарат передує насосному колесу за напрямом циркуляції робочої рідини, відноситься до І-го класу (рис. 4.15, *а*) − принципова схема – і рис. 4.16 – типізація гідротрансформаторів І-го класу). Геометричну конфігурацію лопаток робочих коліс у розгорнутому вигляді для гідротрансформаторів цього класу зображено на рис. 4.17.

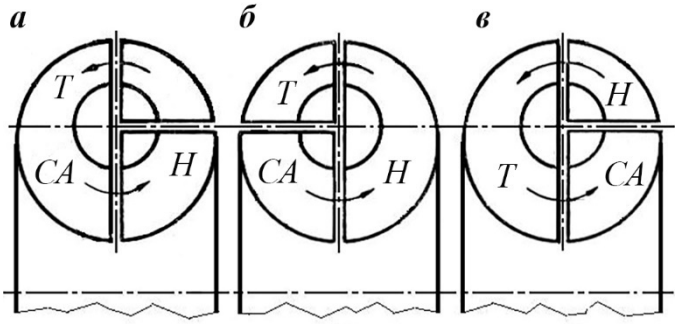


Рис. 4.16. Типи гідротрансформаторів І-го класу:
а – І-й тип; *б* – ІІ-й тип; *в* – ІІІ-й тип;
Н – насосне колесо; *Т* – турбінне колесо; *СА* – спрямовувальний апарат (реактор)

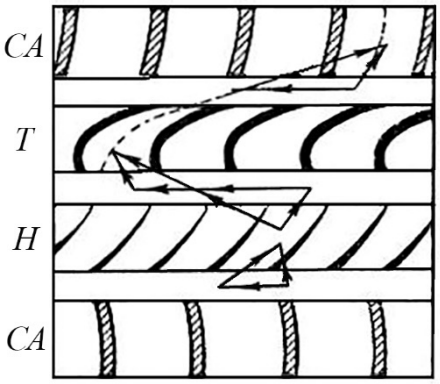


Рис. 4.17. Профілі лопаток у гідротрансформаторі І-го класу

Залежно від вибору вхідних і вихідних кутів лопаток, передавального відношення на розрахунковому режимі й ряду інших умов можливе й інше розміщення лопаток робочих коліс у меридіональному перерізі кола циркуляції робочої рідини.

Гідротрансформатор, у якому спрямовувальний апарат передує турбінному колесу за напрямом циркуляції робочої рідини, відноситься до ІІ-го класу (рис. 4.15, *б*) − принципова схема – і рис. 4.18 – типізація гідротрансформаторів ІІ-го класу). Геометричну конфігурацію лопаток робочих коліс у розгорнутому вигляді для гідротрансформаторів цього класу зображено на рис. 4.19.

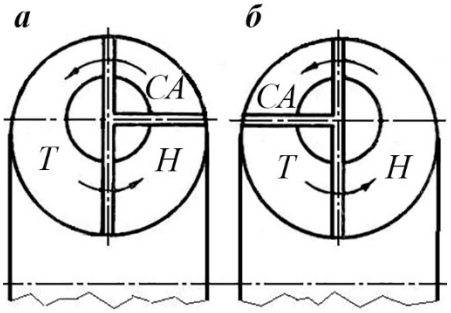


Рис. 4.18. Типи гідротрансформаторів II-го класу:
а – I-й тип; *б* – II-й тип

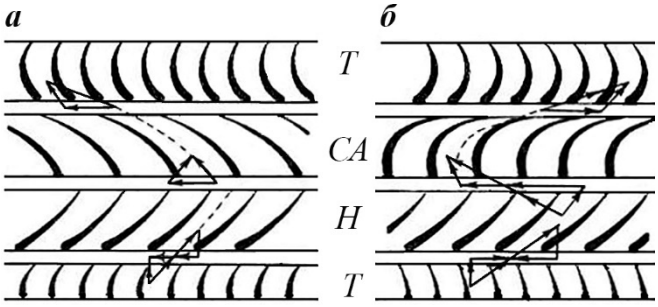


Рис. 4.19. Профілі лопаток коліс гідротрансформатора II-го класу:
а – прямий хід; *б* – зворотний хід (реверс)
Н – насосне колесо; *Т* – турбінне колесо; *СА* – спрямовувальний апарат

Конструкційно (рис. 4.15) гідротрансформатор відрізняється від гідромуфти наявністю третього нерухомого колеса – спрямовувального апарата – або скріпленого, або виконаного за одне з корпусом гідротрансформатора. Детальну будову гідротрансформатора I-го класу зображено на рис. 4.20.

Лопатки спрямовувального апарата розташовані по колу робочої рідини між лопатками турбінного й насосного коліс. Лопатки всіх трьох коліс розміщені таким чином, що також, як і у гідромуфти, вихідні кромки одних лопаток розташовуються у безпосередній близькості від вхідних кромок інших. Між кромками лопаток суміжних коліс передбачаються зазори, необхідні для вільного обертання й теплового розширення коліс. З цією ж метою передбачаються зазори між дисками коліс і корпусом гідротрансформатора.

Лопатки насоса, турбіни й спрямовувального апарата примикають з одного боку до гороподібних поверхонь відповідних коліс, а з іншого – несуть на собі внутрішні тори або примикають до них, створюючи міжлопаткові канали коліс. Ведучий і ведений вали встановлені в корпусі на радіально-упорних шарикопідшипниках. Внутрішня порожнина гідротрансформатора ізольована від оточуючого середовища сальниковими ущільненнями. Насосне колесо, отримуючи обертання від дизеля, призводить робочу рідину до руху, спрямовуючи потік у бік вихідних кромок лопаток. До робочої рідини, кількість якої для гідротрансформатора визначається секундною витратою, доводиться цілком визначена кількість енергії, яка висловлюється приростом напору при певному прирості моменту кількості руху, рівному моменту, обертаючому колесо насоса. Тобто насосне колесо перетворює обертальний момент дизеля в момент кількості руху рідини.

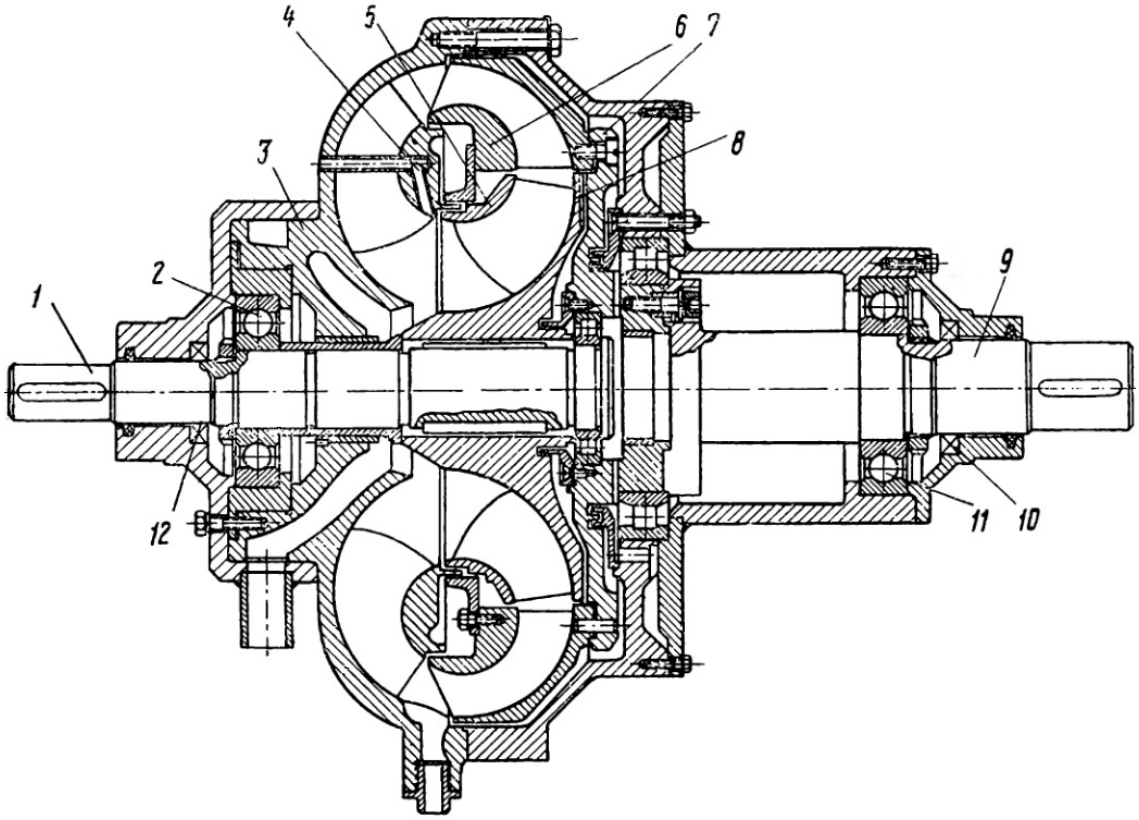


Рис. 4.20. Будова гідротрансформатора І-го класу:
1 – ведучий вал; *2* і *11* – шарикопідшипники; *3* – спрямовувальний апарат; *4*, *5* і *6* – внутрішні тори; *7* – турбіна; *8* – насос; *9* – ведений вал; *10* і *12* – сальникові ущільнення

З насоса робоча рідина надходить на лопаті турбінного колеса, де частина енергії перетворюється на механічну роботу його обертання, а частина витрачається на подолання гідравлічних опорів, внаслідок чого опір відповідно зменшується. Зменшується також на величину, рівну обертальному моменту турбінного колеса, момент кількості руху, з яким робоча рідина надійшла на лопатки турбіни.

З турбінного колеса робоча рідина переходить на лопатки спрямовувального апарата, які є нерухомими й механічну роботу не виконують, тому енергія робочої рідини витрачається тільки на подолання гідравлічних опорів цієї системи.

У спрямовувальному апараті величина швидкості й напрям потоку робочої рідини змінюються таким чином, щоб при розрахунковому режимі роботи був досягнутий безударний вхід робочої рідини на лопатки насосного колеса й момент кількості руху робочої рідини досягав своєї початкової величини на вхідних кромках лопаток насосного колеса. Зміна моменту кількості руху обумовлена моментом реакцій

лопаток нерухомого спрямовувального апарата. Реактивний (опорний) момент передається через корпус гідротрансформатора на його опори. Зі спрямовувального апарата робоча рідина знов надходить на вхідні кромки лопаток насосного колеса й тим самим завершує свій шлях у колі циркуляції гідротрансформатора.

Зі сказаного виходить, що:

– енергія з насосного на турбінне колесо передається робочою рідиною без участі механічних елементів;

– обертальний момент турбінного колеса, який визначається зміною моменту кількості руху робочої рідини, може бути (залежно від величини вказаної зміни) більшим, рівним або меншим, ніж момент насосного колеса, тобто передача енергії супроводжується перетворенням (трансформацією) моменту, який передається;

– перетворення моменту забезпечується спрямовувальним апаратом, який відновлює момент кількості руху робочої рідини до його початкової величини на вхідних кромках лопаток насосного колеса.

Розглянуті вище схеми гідромуфт і гідротрансформаторів застосовані у гідропередачах тепловозів ТГМ1, побудованих на Муромському тепловозобудівному заводу (нині Росія), а також у гідропередачах тепловозів МГ1 і МГ2 австрійського виробництва.

Основними параметрами гідротрансформатора являються:

– обертальні моменти насосного колеса $M_{\text{н}}$, кН·м, й турбінного колеса $M_{\text{т}}$, кН·м, що розвиваються при числі обертів $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$, і $n_{\text{т}}$, хв$^{-1}$, відповідно;

– потужність, що передається насосним колесом $N_{\text{н}}$, кВт,

$$N_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}{9{,}5}; \tag{4.4}$$

– потужність, що передається турбінним колесом $N_{\text{т}}$, кВт,

$$N_{\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot n_{\text{т}}}{9{,}5}; \tag{4.5}$$

– коефіцієнт трансформації моменту K

$$K = \frac{M_{\text{т}}}{M_{\text{н}}}; \tag{4.6}$$

– гідравлічний к.к.д. гідротрансформатора

$$\eta_{\text{гтр}} = \frac{N_{\text{т}}}{N_{\text{н}}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot n_{\text{т}}}{M_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}} = K \cdot i, \tag{4.7}$$

де $i = n_{\text{т}} / n_{\text{н}}$ – передаточне відношення гідротрансформатора.

На рис. 4.21 і 4.22 зображені типові характеристики гідротрансформаторів І-го й ІІ-го класів, які відображують зміни моментів $M_{\text{н}}$ і $M_{\text{т}}$ коефіцієнтів трансформації моментів K та к.к.д. $\eta_{\text{гтр}}$ гідротрансформаторів залежно від змін передаточного відношення i.

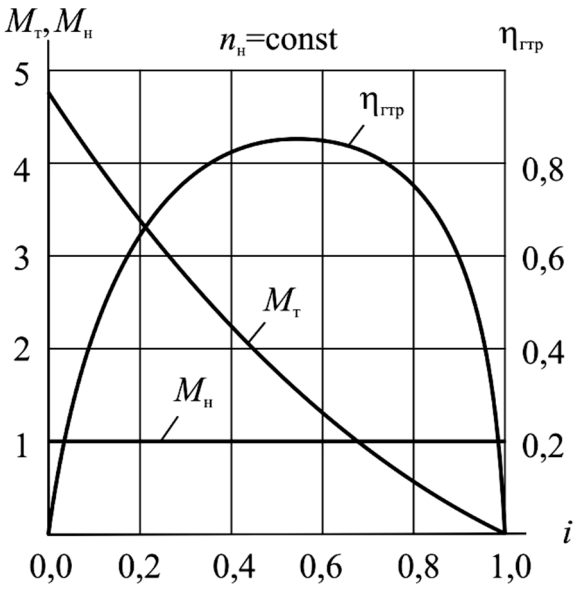


Рис. 4.21. Типова характеристика гідротрансформатора І-го класу

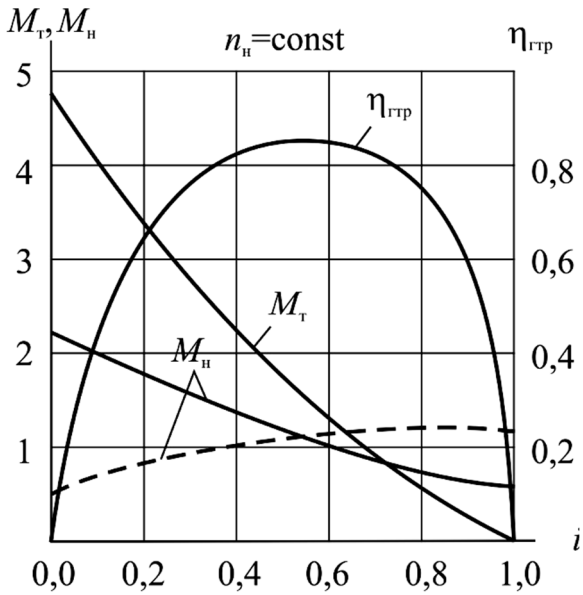


Рис. 4.22. Типова характеристика гідротрансформатора ІІ-го класу

З цих рисунків видно, що зі зменшенням передаточного відношення або швидкості обертання турбінного колеса його момент $M_{\text{т}}$ збільшується, перевершуючи момент насосного колеса $M_{\text{н}}$. Відповідно зростає й коефіцієнт трансформації моменту K. При нульовій кількості обертів турбінного колеса ($n_{\text{т}} = 0$ – стоповий режим роботи

гідротрансформатора) коефіцієнт трансформації моменту досягає величини $K = 4 \ldots 5$.

К.к.д гідротрансформаторів обох класів зі збільшенням передаточного відношення спочатку збільшується від нуля до найвищої величини $\eta_{гтр} = 0{,}85 \ldots 0{,}87$ й потім зменшується до нуля.

Зрівнювані характеристики гідротрансформаторів розрізнюються закономірностями зміни моментів насосних коліс $M_н$. З рис. 4.21 видно, що момент насосного колеса при постійній кількості обертів не змінюється при всіх значеннях моменту турбінного колеса та кількості його обертів. Це означає, що зміна зовнішнього навантаження не чинить будь-якого впливу а ні на момент $M_н$, а ні на навантаження дизеля тепловоза. Така характеристика гідротрансформатора називається «непрозорою».

На рис. 4.22 навпаки, момент насосного колеса змінюється, тобто зростає зі збільшенням моменту турбінного колеса. Це означає, що при постійній кількості обертів насосного колеса навантаження дизеля збільшується. Така характеристика гідротрансформатора називається «прозорою». Деякі гідротрансформатори мають характеристики зі «зворотною прозорістю» (на рис. 4.15 криву $M_н$ зображено пунктиром).

Умови статичної рівноваги моментів, прикладених до коліс гідротрансформатора, призводять до такої рівності:

$$M_н \pm M_{на} = M_т, \tag{4.8}$$

де $M_{на}$ – момент, прикладений до лопаток спрямовувального апарата (реактивний момент), кН·м.

Рівність (4.8) показує, що перетворення моменту в гідротрансформаторі цілком обмовлене реактивним моментом спрямовувального апарата $M_{на}$. Зі збільшенням цього моменту, при певній величині моменту насосного колеса $M_н$, момент турбінного колеса $M_т$ і коефіцієнт трансформації моменту K збільшуються. Зі зменшенням моменту $M_{на}$ момент $M_т$ і коефіцієнт K теж зменшуються. Знак «–» у формулі (4.8) відноситься до від'ємних значень $M_{на}$. Тоді

$$K = \frac{M_н \pm M_{на}}{M_н} = 1 \pm \frac{M_{на}}{M_н}. \tag{4.9}$$

Гідротрансформатори прийнято також поділяти на одноступінчасті й багатоступінчасті, якщо лопаткові системи турбінного колеса й спрямовувального апарата складаються відповідно з одного або кількох ступенів.

На рис. 4.23 зображено схему багатоступеневого гідротрансформатора виробництва фірми Lysholm-Smith (Лісхольм-Сміт), який застосовується фірмою Krupp у гідропередачах тепловозів Федеративної республіки Німеччина (ФРН).

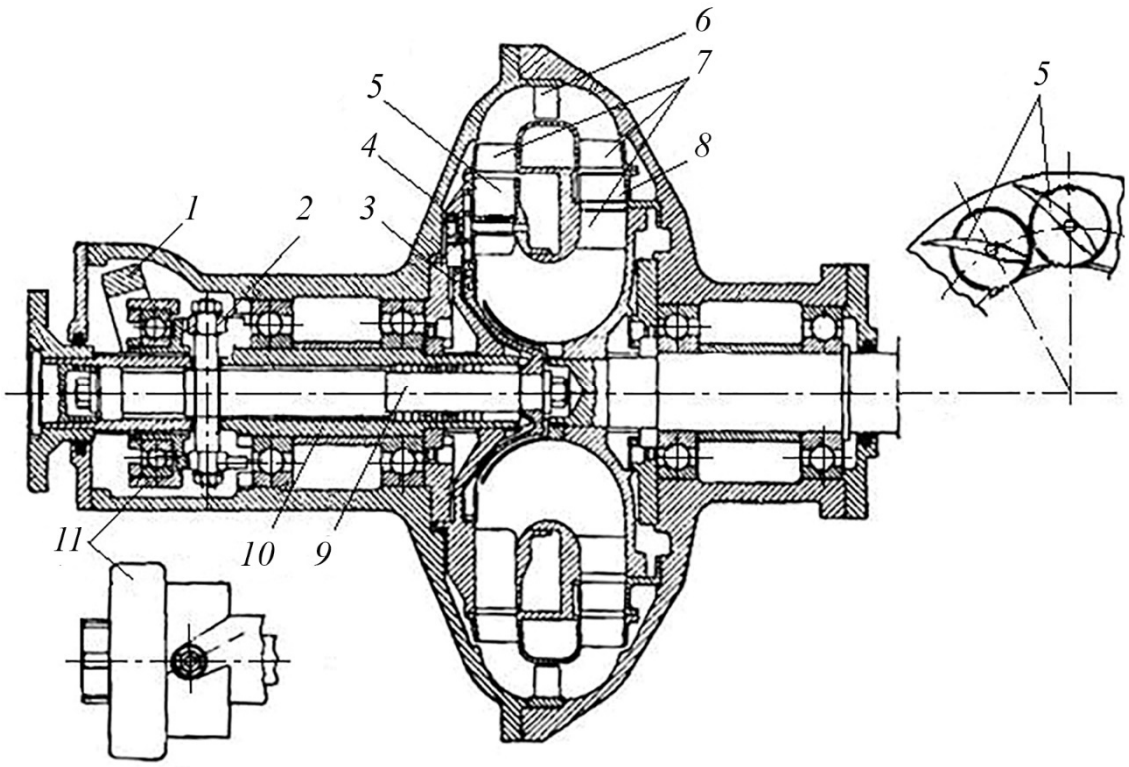


Рис. 4.23. Багатоступеневий гідротрансформатор фірми Lysholm-Smith

Лопаткова система турбінного колеса *7* цього гідротрансформатора поділена на три, а спрямовувального апарата *6* і *8* – на дві ступені. До того ж насосне колесо *4* у деяких конструкціях цього гідротрансформатора виконується з поворотними лопатками *5*. Завдяки ступеневій структурі механізму цього гідротрансформатора він працює з високим к.к.д.

У Західній Європі широке розповсюдження на тепловозах отримала гідропередача MechHydro з гідротрансформатором (рис. 4.24),

який виключається з передачі в момент переходу з однієї ступені швидкості на іншу.

У цього гідротрансформатора лопатки насосного колеса, встановлені на порожнистому ведучому валі *2*, й турбінного колеса, встановленого на веденому валі *3*, у сполученні з лопатками спрямовувального апарата створюють постійно заповнене робочою рідиною коло циркуляції.

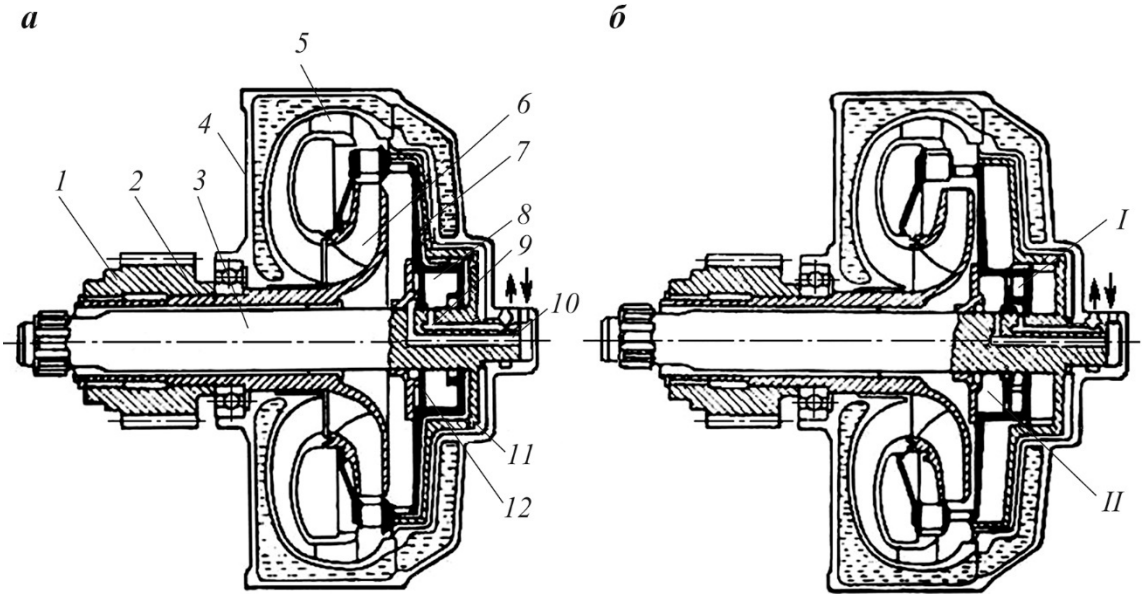


Рис. 4.24. Гідротрансформатор передачі MechHydro:
а – турбінне колесо в робочому положенні; *б* – турбінне колесо в неробочому положенні; *I* і *II* – порожнини гідравлічного циліндра; *1* – зубчасте колесо; *2* – ведучий вал; *3* – ведений вал; *4* – охолоджувальна рубашка; *5* – спрямовувальний апарат; *6* – насосне колесо; *7* – турбінне колесо; *8* – гідравлічний циліндр; *9* і *10* – канали; *11* – шліцьове з'єднання; *12* – поршень

Вал *2* приводиться до обертання дизелем через зубчасте колесо *1*. Турбінне колесо, оснащене двома рядами лопаток, створює маточиною частиною гідравлічний циліндр *8*, який разом з турбінним колесом може переміщуватися в осьовому напрямі по валу *3*. Останній шліцьовим з'єднанням *11* постійно з'єднаний з турбінним колесом. На валі *3* жорстко укріплений поршень *12*, установлений у циліндрі й поділяючий порожнину циліндра на дві частини I і II. Ці особливості конструкції забезпечують швидку синхронізацію обертів обертальної

частини передачі й забезпечують високий к.к.д. гідротрансформатора в широких межах зміни швидкості руху тепловоза.

Більш детальний опис гідротрансформаторів Lysholm-Smith і MechHydro (Мекідро) міститься в навчальній літературі з дисципліни, наприклад, у [5].

4.3. Комплексний гідротрансформатор

Характеристики звичайного гідротрансформатора й гідромуфти, розглянуті вище, наочно свідчать, що області великих величин к.к.д. $(\eta \geq 0,8)$ обмежені невеликими інтервалами передаточних відношень i. Але якщо сумістити характеристики гідротрансформатора й гідромуфти, то їх загальний інтервал вигідних передаточних відношень значно поширився. Таку суміщену характеристику зображено на рис. 4.25, *а*.

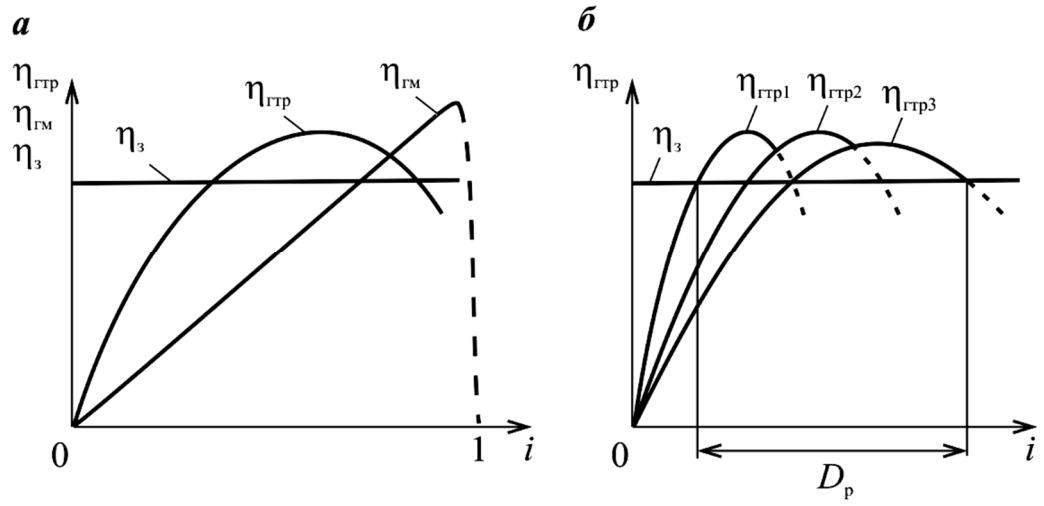


Рис. 4.25. Суміщені характеристики:

а – гідротрансформатора й гідромуфти; *б* – трьох гідротрансформаторів; i – передаточне відношення; $\eta_{гтр1}$, $\eta_{гтр2}$, $\eta_{гтр3}$ – к.к.д. гідротрансформаторів 1-го, 2-го та 3-го; $\eta_{гм}$ – к.к.д. гідромуфти; $\eta_з$ – заданий к.к.д.; $D_р$ – загальний діапазон вигідних передаточних відношень

Неважко побачити, що на цій характеристиці область передаточних відношень, які відповідають заданій величині к.к.д. $\eta_з$ значно поширюється за рахунок сумування інтервалів вигідних величин *і* гідротрансформатора й гідромуфти. Такий же результат можна отримати шляхом суміщення характеристик кількох гідротрансформаторів (рис. 4.25, *б*) та їх суміщенням з характеристикою гідромуфти (рис. 4.26).

Гідроапарат, працюючий в режимах гідротрансформатора й гідромуфти, утворюючих одне коло циркуляції, називається *комплексним гідротрансформатором*, принципову схему якого зображено на рис. 4.27.

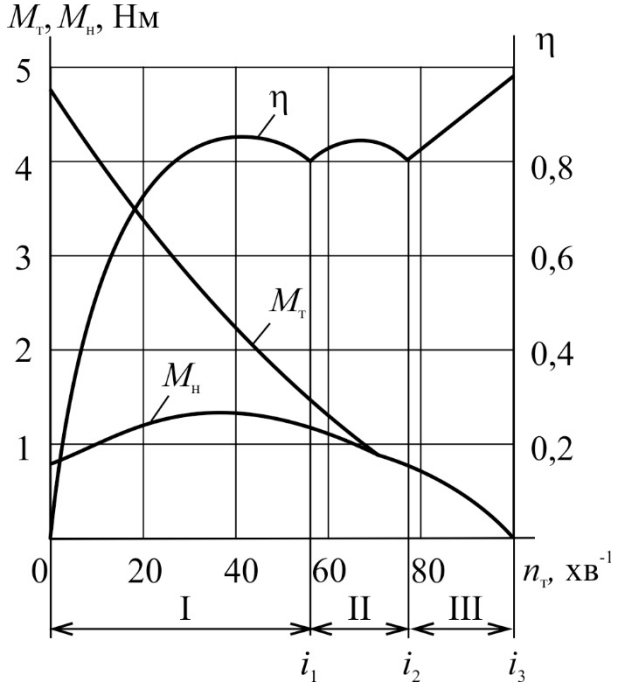


Рис. 4.26. Суміщена характеристика двох гідротрансформаторів і гідромуфти:

$n_т$ – кількість обертів турбінного колеса; $M_т$ – момент турбінного колеса; $M_н$ – момент насосного колеса; η – к.к.д гідроапаратів; I, II, III – режими роботи гідроапаратів, які відповідають певним передаточним відношенням i_1, i_2, i_3

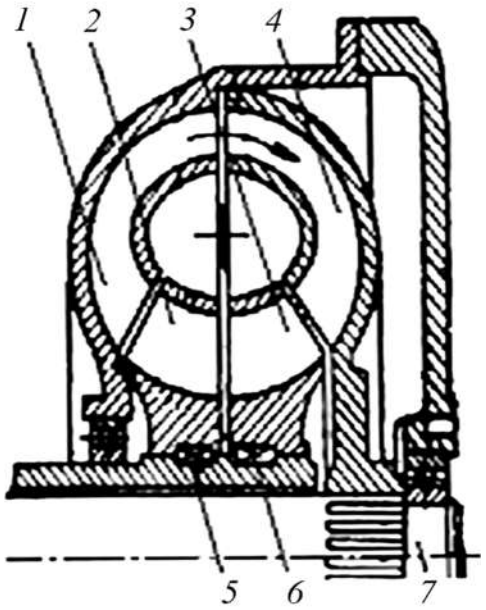


Рис. 4.27. Принципова схема комплексного гідротрансформатора:

1 – насосне колесо; *2* і *3* – спрямовувальні апарати; *4* – турбінне колесо; *5* і *6* – муфти вільного ходу (автологи); *7* – ведений вал

Ідея устрою комплексного гідротрансформатора полягає в тому, що рухомий спрямовувальний апарат блокується залежно від величини передаточного відношення або з нерухомим корпусом гідротрансформатора, або з турбінним колесом, яке обертається.

Блокування може здійснюватися кулачковою або роликовою муфтою, вільним ходом (авталогом) та іншими подібними механізмами. Також спрямовувальний апарат може бути розділений на дві й більше ступенів з установкою кожного з них на окремому блокувальному пристрої. Тоді:

– повне заклинювання всіх ступенів спрямовувального апарата блокувальними муфтами забезпечує при малих величинах передаточного відношення пусковий режим роботи гідротрансформатора з найбільшим коефіцієнтом трансформації моменту;

– послідовне розклинювання ступенів спрямовувального апарата й приведення їх до обертання разом із турбінним колесом забезпечують перехід на проміжні "маршеві" режими роботи з пониженням коефіцієнтів трансформації моменту;

– повне розклинювання всіх ступенів спрямовувального апарата (вони вільно обертаються у потоці рідини) перетворює гідротрансформатор на гідромуфту, яка передає момент без його трансформації.

Блокувальні муфти заклинюють і розклинюють ступені спрямовувального апарата автоматично при зміні знаку реактивного моменту на тій чи іншій ступені, що відбувається при певних величинах передаточного відношення i. Таким чином, комплексний гідротрансформатор автоматично вмикається та працює на економічних режимах з вищими величинами к.к.д.

Будову комплексного гідротрансформатора, що застосовується на тепловозах, спроектованих і виготовлених на Луганському тепловозобудівному заводі, зображено на рис. 4.28.

Ведучий (вхідний) вал *1*, який спирається на радіальний та радіально-упорний підшипники, з'єднується з насосним колесом *7* шліцьовим з'єднанням. Насосне колесо складається з лопаткового корпусу та маточини, скріплених болтами. Турбінне колесо *6*, яке складається також із лопаткового корпусу та маточини, з'єднується з веденим (вихідним) валом *10*, який спирається як і ведучий вал на радіальний і радіально-упорний підшипники. Спрямовувальний апарат, розміщений у колі циркуляції гідротрансформатора перед насосним колесом, розчленений на дві ступені *4* й *5*, виконані у вигляді лопаткових коліс.

Колесо кожної ступені встановлене на роликовій муфті вільного ходу *3*. Зовнішня обойма муфти з заклинювальними роликами, розміщеними у її клиноподібних пазах, з'єднана на шліцах з маточиною колеса ступені. Внутрішня обойма муфти, яка створює доріжку кочення для заклинювальних роликів, з'єднана на шліцах з корпусом гідротрансформатора *8*. Підведення робочої рідини до кола циркуляції здійснюється по каналу *11*, а відведення її – по каналу *2*.

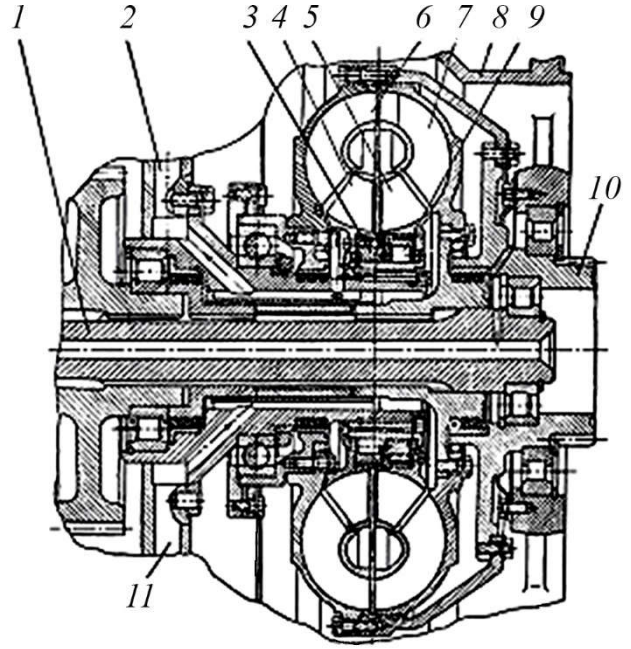


Рис. 4.28. Будова комплексного гідротрансформатора:
1 – ведучий вал; *2* – канал виходу робочої рідини; *3* – роликова муфта вільного ходу; *4* і *5* – ступені спрямовувального апарата; *6* – турбінне колесо; *7* – насосне колесо; *8* – корпус гідротрансформатора; *9* – ролик, що заклинює; *10* – ведений вал; *11* – канал входу робочої рідини

Під час роботи гідротрансформатора з малим передаточним відношенням напрям абсолютної швидкості виходу робочої рідини з турбіни є таким, що обидві ступені спрямовувального апарата відтискаються її потоком у бік, протилежний напряму обертання турбінного колеса, та блокуються муфтами з корпусом гідротрансформатора заклинюванням роликів. Дане положення спрямовувальних апаратів відповідає режиму I роботи гідротрансформатора, характеристика якого зображена на рис. 4.26.

Зі збільшенням передаточного відношення, що відповідає збільшенню швидкості обертання турбінного колеса, змінюється напрям абсолютної швидкості виходу робочої рідини. У момент, коли передаточне відношення стає рівним напрям швидкості виходу робочої рідини співпадає з напрямом вихідних кромок лопаток ступені *4* спрямовувального апарата (див. рис. 4.28). Відтискання цієї ступені робочою рідиною в бік, протилежний обертанню турбіни, припиняється і несуча муфта розклинюється. При подальшому збільшенні

передаточного відношення колесо ступеня *4* починає обертатися в один бік з турбіною, а гідротрансформатор переходить на режим роботи з одним нерухомим ступенем *5* спрямовувального апарата (режим II на рис. 4.26).

Коли передаточне відношення стає рівним i_2 напрям швидкості виходу робочої рідини з турбіни співпадає з напрямом вихідних кромок лопаток ступені *5* (див. рис. 4.28) спрямовувального апарата; у цей момент змінюється напрямок дії робочої рідини на лопатки реатора, що призводить до розклинювання роликової муфти. При подальшому збільшенні передаточного відношення ступінь *5* також починає обертатися в бік обертання турбінного колеса, й гідротрансформатор переходить на режим гідромуфти (режим III на рис 4.26).

Запитання до самоконтролю

1. Якій гідравлічний апарат передає потужність без зміни обертального моменту та зі зміною його?

2. З яких робочих органів складаються гідротрансформатори та гідромуфти?

3. Поясніть, що характеризують внутрішні параметри гідроапаратів.

4. Поясніть з яких складових формується трикутник швидкостей.

5. Устрій гідромуфти.

6. Перетворення енергії у гідромуфті.

7. Визначення кінематичних, силових, енергетичних та економічного показників гідромуфти.

8. Аналіз зовнішньої, універсальної, приведеної та тягової характеристик гідромуфти.

9. Характеристика режимів роботи гідромуфти.

10. Аналіз способів управління гідромуфтами.

11. Устрій гідротрансформатора.

12. Принцип дії гідротрансформатора.

13. Аналіз плану швидкостей руху робочої рідини у гідротрансформаторі.

14. Гідротрансформатори I класу – особливості устрою, характеристики.

15. Гідротрансформатори II класу – особливості устрою, характеристики.

16. Основні параметри та характеристики гідротрансформатора.

17. Прозора та непрозора характеристики гідротрансформатора.

18. Багатоступінчасті гідротрансформатори – устрій та принцип дії.

19. Комплексний гідротрансформатор – устрій та принцип дії.

20. Характеристики комплексного гідротрансформатора.

ГЛАВА 5

Розрахунок параметрів гідравлічних апаратів

5.1. Основні розрахункові рівняння

Робочі колеса гідротрансформаторів і гідромуфт працюють на рівнях нормальної та середньої швидкохідності. Навантаження на лопатку у таких колесах не є великим. Колеса, у яких відношення довжини лопатки $l_л$ до кроку між лопатками $t_л$, знаходиться в межах $l_л/t_л = 2,0\ldots5,0$, розраховуються за елементарною струменевою теорією. Ця теорія була створена членом Петербурзької академії наук Леонардом Ейлером, який у 1757 році вивів основне рівняння турбомашин.

Згідно з цією теорією, частки робочої рідини, що протікають у міжлопаткових каналах робочих коліс гідротрансформатора під час їх обертання, беруть участь у складному просторовому русі, який складається з переносного обертального та відносного поступового (уздовж лопатки) рухів. Геометрична сума швидкостей (переносної u та відносної ω) визначає результуючу (абсолютну) швидкість c.

Результати випробувань гідротрансформаторів свідчать, що дослідні дані добре узгоджуються з висновками, отриманими за струменевою теорією. Але тому, що рух реальної робочої рідини у робочих колесах гідроапаратів мало доступний дослідженню теоретичним шляхом, при вивченні руху робочої рідини приймаються припущення з уведенням поправок, отриманих дослідним шляхом.

На рис. 5.1 зображено схему насосного колеса гідротрансформатора та складових і результуючих швидкостей руху робочої рідини на вхідних і вихідних кромках лопатей. Ця схема необхідна для розрахунків основних характеристик струменів рідини, робочих параметрів гідроапаратів і формування їх основного рівняння.

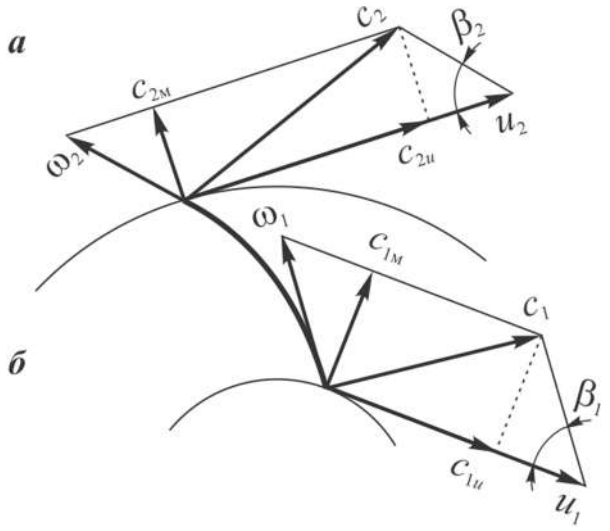


Рис. 5.1. Схема насосного колеса гідротрансформатора та його швидкісні трикутники:

а – складові й результуюча швидкості робочої рідини на вихідних кромках лопатей; *б* – складові й результуюча швидкості робочої рідини на вхідних кромках лопатей; β_1, β_2 – кути нахилу кромок лопатей; u_1, u_2 – обводові швидкості; ω_1, ω_2 – відносні швидкості по лопаті; c_1, c_2 – абсолютні швидкості; c_{1u}, c_{2u} – проекції абсолютних швидкостей; $c_{1м}$, $c_{2м}$ – меридіональні швидкості

Основними параметрами, які характеризують роботу насосного колеса гідротрансформатора, являються хвилинна кількість його обертів $n_н$, напір H потоку робочої рідини та її секундна витрата Q. Величину напору можна визначити за допомогою теореми про момент кількості руху.

Згідно з цією теоремою зміна моменту кількості руху матеріальної точки відносно будь-якої нерухомої осі дорівнює імпульсу моменту сили, діючої на цю точку відносно тієї ж осі. Користуючись зазначеною теоремою, можна вважати, що лопаткова система насосного колеса складається з множини безкінечно тонких лопаток, які розбивають потік робочої рідини на множину елементарних струменів маси Δm і спрямовують течію кожного такого струменю. Рівняння моменту кількості руху для елементарного струменю має такий вигляд (в умовних позначеннях згідно з рис. 5.1):

$$\Delta m\left(c_{2н}\cdot r_{2н}\cdot\cos\alpha_{2н}-c_{1н}\cdot r_{1н}\cdot\cos\alpha_{1н}\right)=\Delta M\,\Delta t, \qquad (5.1)$$

де $r_{2н}$, $r_{1н}$ – радіуси колеса на виході та на вході відповідно;

$\alpha_{2н}$, $\alpha_{1н}$ – кути між векторами абсолютних та обводових швидкостей на виході та на вході у насосне колесо відповідно;

Δt – проміжок часу дії елементарного моменту ΔM.

Оскільки $c_{2н} \cdot \cos\alpha_{2н} = c_{2uн}$ і $c_{1н} \cdot \cos\alpha_{1н} = c_{1uн}$, то, очевидно, що

$$\Delta m\left(c_{2uн} \cdot r_{2н} - c_{1uн} \cdot r_{1н}\right) = \Delta M\,\Delta t. \tag{5.2}$$

При усталених швидкостях руху елементарних струменів рівняння (5.2) можна розповсюдити на весь потік, й тоді для маси струменів робочої рідини $\sum \Delta m$, яка протікає через насосне колесо протягом однієї секунди, рівняння отримає вигляд:

$$\frac{\gamma \cdot Q}{\mathrm{g}}\left(c_{2uн} \cdot r_{2н} - c_{1uн} \cdot r_{1н}\right) = M_{н}, \tag{5.3}$$

де γ – об’ємна маса робочої рідини, кг/м^3;

Q – секундна витрата робочої рідини по об’єму, м^3/с;

g – прискорення сили ваги, м/с^2;

$M_{н}$ – зовнішній момент, прикладений до насосного колеса гідротрансформатора, Н·м.

Множення обох частин рівняння (5.3) на кутову швидкість обертання насосного колеса $\omega_{н}$ надасть такий вираз:

$$\frac{\gamma \cdot Q}{\mathrm{g}}\left(c_{2uн} \cdot r_{2н} - c_{1uн} \cdot r_{1н}\right)\omega_{н} = M_{н}\omega_{н}. \tag{5.4}$$

Права частина рівняння (5.4) визначає потужність насосного колеса, яку можна виразити через співвідношення:

$$M_{н}\omega_{н} = \gamma Q H. \tag{5.5}$$

Якщо прийняти: $H_{t\infty}$ – теоретичний напір робочої рідини у насосному колесі з нескінченно великою кількістю лопаток; $c_{2u\text{н}\infty}$ – обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини на виході з насосного колеса з нескінченно великою кількістю лопаток – та підставити їх до рівнянь (5.4) і (5.5) й крім того врахувати, що $\omega_{2\text{н}} \cdot r_{2\text{н}} = u_{2\text{н}}$ і $\omega_{1\text{н}} \cdot r_{1\text{н}} = u_{1\text{н}}$, то рівняння для визначення величини $H_{t\infty}$ матиме вигляд:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{\text{g}}\left(u_{2\text{н}} \cdot c_{2u\text{н}\infty} - u_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}\infty}\right) \tag{5.6}$$

і назву «рівняння турбомашин Ейлера».

Оскільки в дійсності насосне колесо має кінцеву й при тому обмежену кількість лопаток, то це відображується на характері руху робочої рідини. Робоча рідина, що втягується насосним колесом в обертальний рух, внаслідок інерції приходить у кожному міжлопатковому каналі у зворотний обертальний рух. За наявності витрати робочої рідини її течія уподовж лопатки, складаючись з обертальним міжлопатковим рухом, відхиляється від напряму вихідного елемента лопатки на деякий кут $\Delta\beta$ (рис. 5.2). Проекція $c_{2u\text{н}}$ результуючої швидкості на напрям обводової швидкості $c_{2\text{н}}$ до того ж зменшується ($c_{2u\text{н}} < c_{2u\text{н}\infty}$), що при порівнянні з визначеним раніше теоретичним напором H_t призводить до зниження теоретичного напору $H_{t\infty}$, який створюється насосним колесом з кінцевою кількістю лопаток

$$H_t = \mu \cdot H_{t\infty} = \frac{1}{\text{g}}\left(u_{2\text{н}} \cdot c_{2u\text{н}} - u_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}}\right), \tag{5.7}$$

де, крім вже відомих величин, $\mu<1$ – коефіцієнт, що враховує вплив кінцевої кількості лопаток.

Величину коефіцієнта μ можна визначити за діаграмою Кухарського (рис. 5.3), яка виражає залежність між цим коефіцієнтом і числом $z/\sin\beta$, де z – кількість лопаток.

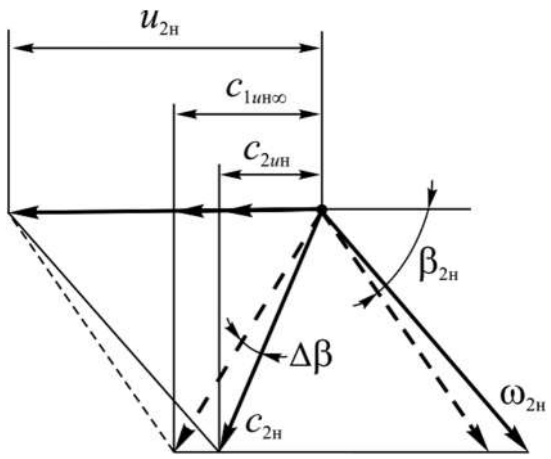


Рис. 5.2. Схема впливу кінцевої кількості лопатей на швидкість виходу робочої рідини з насосного колеса:
$\beta_{2н}$ – кут нахилу кромки лопаті при виході; $\omega_{2н}$ – відносна швидкість по лопаті при виході; $c_{2н}$ – абсолютна швидкість при виході; $c_{2uн}$, $c_{2uн\infty}$ – проекції абсолютних швидкостей при виході; $u_{2н}$ – обводова швидкість при виході

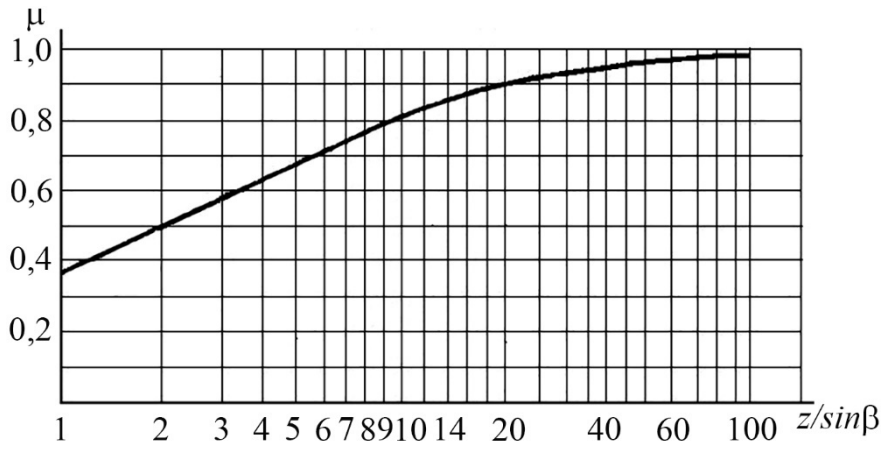


Рис. 5.3. Діаграма Кухарського для визначення коефіцієнта μ залежно від числа $z/\sin\beta$

Дійсний напір H, що створюється насосним колесом з урахуванням гідравлічних втрат у його лопатевій системі, буде

$$H = \eta_{гн} \cdot H_t, \tag{5.8}$$

де $\eta_{гн} = 0,95\ldots0,97$ – гідравлічний коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) насосного колеса.

Питома енергія $E_н$, тобто енергія, яка надається 1 кг робочої рідини лопатевою системою насосного колеса, дорівнює сумі різниць

статичного й динамічного напорів на виході та вході з урахуванням втрат напору в міжлопаткових каналах насосного колеса

$$E_{\text{н}} = \frac{p_{2\text{н}} - p_{1\text{н}}}{\gamma} + \frac{c_{2\text{н}}^2 - c_{1\text{н}}^2}{2\text{g}} + h_{\text{н}}, \qquad (5.9)$$

де $p_{2\text{н}}$ – питомий тиск на вихідних кромках насоса;

$p_{1\text{н}}$ – питомий тиск на вхідних кромках насоса;

$h_{\text{н}}$ – втрати напору в лопатковій системі насоса.

Згідно з прийнятою розмірністю питома енергія, яка передається робочій рідині насосним колесом, виражається висотою напору в метрах.

Гідравлічна потужність насосного колеса, кВт,

$$N_{\text{н}} = 10^{-3} \cdot \gamma \cdot Q \cdot H_t. \qquad (5.10)$$

Момент, що навантажує лопатки насосного колеса,

$$M_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{\omega_{\text{н}}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_t}{\omega_{\text{н}}} = \frac{\gamma \cdot Q}{\text{g}} \left(c_{2u\text{н}} \cdot r_{2\text{н}} - c_{1u\text{н}} \cdot r_{1\text{н}} \right). \qquad (5.11)$$

З рівняння (5.11) виходить, що момент, який навантажує лопатки насоса, дорівнює зміні (збільшенню) моменту кількості руху секундної маси робочої рідини, котра протікає через лопаткову систему насосного колеса. До того ж швидкості потоку робочої рідини на вхідній і вихідній кромках лопатки, які визначають його напір, обертальний момент і потужність, об’єднуються в діаграму швидкостей, зображену на рис. 5.4. такими ж умовними позначеннями, як і на рис. 5.1 і 5.2.

Слід нагадати, що в гідротрансформаторах І-го класу умови входу робочої рідини до насосного колеса визначаються величиною та напрямом швидкості виходу робочої рідини зі спрямовувального апарата.

У даному випадку $c_{1\text{н}} = c_{2\text{на}}$, $c_{1u\text{н}} = c_{2u\text{на}}$, $c_{\text{мн}} = c_{\text{мна}}$. Тому прямокутний трикутник, створений на рис. 5.4 векторами швидкостей $c_{1u\text{н}}$, $c_{1\text{мн}}$ і $c_{1\text{н}}$, характеризує вхід до насосного колеса й водночас виражає

співвідношення відповідних швидкостей на виході зі спрямовувального апарата.

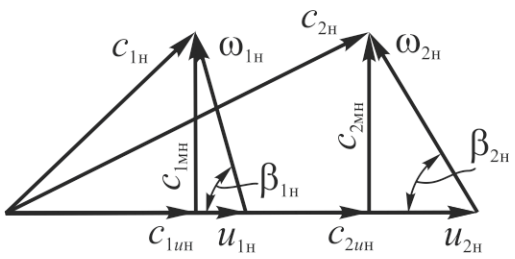


Рис. 5.4. Діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках насосного колеса

Енергія робочої рідини, яка надходить з насоса на лопатки турбінного колеса, перетворюється останнім на механічну роботу, причому напір $H_{\text{т}}$, м, корисно опрацьовуваний турбінним колесом, дорівнює:

$$H_{\text{т}} = \eta_{\text{гтр}} \cdot H_t = \\ = \frac{1}{\text{g}} \cdot \left(c_{1u\text{т}} \cdot u_{1\text{т}} - c_{2u\text{т}} \cdot u_{2\text{т}} \right), \tag{5.12}$$

де $\eta_{\text{гтр}} = 0{,}80 \ldots 0{,}88$ – гідравлічний к.к.д. гідротрансформатора.

Гідравлічна потужність турбінного колеса $N_{\text{т}}$ визначається з рівняння:

$$N_{\text{т}} = \gamma \cdot Q \cdot H_{\text{т}}, \tag{5.13}$$

а обертальний момент $M_{\text{т}}$ – з рівняння:

$$M_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{\omega_{\text{т}}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{\text{т}}}{\omega_{\text{т}}} = \frac{\gamma \cdot Q}{\text{g}} \left(c_{u1\text{т}} \cdot r_{1\text{т}} - c_{u2\text{т}} \cdot r_{2\text{т}} \right). \tag{5.14}$$

Рівняння (5.14) показує, що момент, який обертає турбінне колесо, дорівнює зміні (зменшенню) моменту кількості руху секундної маси робочої рідини, що протікає через лопаткову систему турбінного колеса.

Питома енергія робочої рідини $E_{\text{т}}$, м, що корисно використана турбінним колесом, дорівнює:

$$E_{\text{т}} = \frac{p_{1\text{т}} - p_{2\text{т}}}{\gamma} + \frac{c_{1\text{т}}^2 - c_{2\text{т}}^2}{2\text{g}} - h_{\text{т}}, \tag{5.15}$$

де $p_{2\text{т}}$ – питомий тиск на вихідних кромках турбіни;

$p_{1т}$ – питомий тиск на вхідних кромках турбіни;

$h_т$ – втрати напору в лопатковій системі турбінного колеса.

Діаграму швидкостей робочої рідини в турбінному колесі представлено на рис. 5.5 (в умовних позначеннях таких же, як і на рис. 5.1 і 5.2).

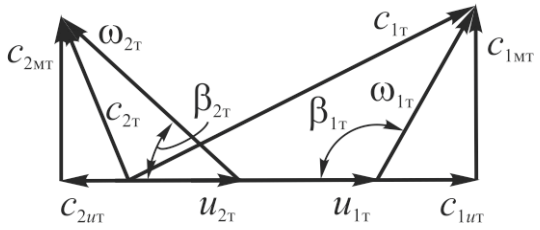


Рис. 5.5. Діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках турбінного колеса

Лопаткова система спрямовувального апарата, яка нерухомо встановлюється в гідротрансформаторі, змінює (у гідротрансформаторі І-го класу збільшує) момент кількості руху робочої рідини. Тоді момент $M_{на}$, що навантажує лопатки спрямовувального апарата, визначається з виразу:

$$M_{на} = M_т - M_н = \frac{\gamma \cdot Q}{g}\left(c_{2ина} \cdot r_{2на} - c_{1ина} \cdot r_{1на}\right), \qquad (5.16)$$

а зміна питомої енергії робочої рідини при протіканні через лопаткову систему $\Delta E_{на}$, м, – з виразу:

$$\Delta E_{на} = \frac{p_{1на} - p_{2на}}{\gamma} + \frac{c_{1на}^2 - c_{2на}^2}{2g} = h_{на}, \qquad (5.17)$$

де $p_{2на}$ – питомий тиск на вихідних кромках турбіни;

$p_{1на}$ – питомий тиск на вхідних кромках турбіни;

$h_{на}$ – втрати напору в лопатковій системі спрямовувального апарата, м.

Діаграму швидкостей робочої рідини на лопатках спрямовувального апарата в умовних позначеннях, аналогічних рис. 5.1 і 5.2, зображено на рис. 5.6.

Особливість цієї діаграми полягає в тому, що при нерухомому спрямовувальному апаратові, тобто при $u_{1на} = u_{2на} = 0$, відносна швидкість течії робочої рідини $\omega_{на}$ у будь-якій точці міжлопаткового каналу дорівнює абсолютній швидкості $c_{на}$ в тій же точці. Тому діаграма

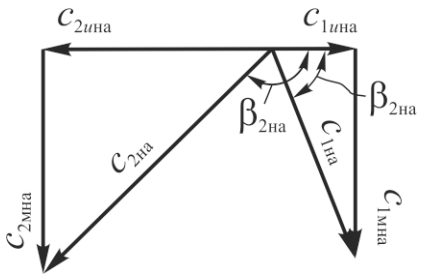


Рис. 5.6. Діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках спрямовувального апарата

швидкостей представляється у вигляді прямокутних трикутників, гіпотенузи яких зображують відповідні абсолютні швидкості $c_{\text{на}}$, а катети – їх складові – меридіональну $c_{\text{мна}}$ та обводову $c_{u\text{на}}$ швидкості.

З рівнянь (5.1), (5.4) й (5.6) виходить, що моменти, які навантажують лопатки коліс гідротрансформатора, пропорційні зміні моменту обводової складової швидкості робочої рідини $\left(c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1\right)$ на відповідних лопатках. Момент швидкості $c_u \cdot r$ називають "*закруткою потоку*", яка збільшується на лопатках насосного колеса й спрямовувального апарата та зменшується на лопатках турбінного колеса.

Розглянуті вище основні розрахункові рівняння свідчать, що напір, який створюється та спрацьовується лопатковими системами, а також моменти й потужності, що передаються, залежать у кінцевому підсумку від геометричних розмірів і швидкості обертання робочих коліс гідротрансформатора. Геометричні розміри можна визначити, якщо прийняти за одиницю виміру *активний* діаметр гідротрансформатора $D_{\text{а}}$, тобто, його найбільший внутрішній діаметр у меридіональному перерізі. Швидкість обертання колеса та складові й результуюча швидкості потоку робочої рідини, що визначаються нею, будуть пропорційними добутку кількості обертів за хвилину на радіус обертання, виражений в одиницях , тобто u, c, ω та ін., пропорційними $nD_{\text{а}}$. Тоді на основі рівняння (5.7):

– теоретичний напір насосного колеса H_t, м, буде

$$H_t \approx \frac{n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^2}{\text{g}} \text{ або } H_t = \kappa_1 \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^2, \qquad (5.18)$$

де κ_1 – коефіцієнт, постійна величина, якого залежить від геометричних розмірів насосного колеса;

– секундна витрата робочої рідини Q, м^3/с, буде

$$Q \approx c_{\text{м}} \cdot f \text{ або } Q = \kappa_2 \cdot n_{\text{н}} \cdot D_{\text{а}}^3, \qquad (5.18)$$

де $c_{\text{м}} = \kappa' \cdot n_{\text{н}} \cdot D_{\text{а}}$ – меридіональна складова результуючої швидкості потоку;

$f = \kappa'' \cdot D_{\text{а}}^2$ – живий переріз міжлопаткових каналів;

$\kappa_2 = \kappa' \cdot \kappa''$ – коефіцієнт пропорційності;

– потужність, що передається лопатковою системою насосного колеса

$$N_{\text{н}} = \gamma \cdot Q \cdot H_t \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4} = \gamma \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot n_{\text{н}}^3 \cdot D_a^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}; \qquad (5.19)$$

– обертальний момент, що передається насосним колесом

$$M_{\text{н}} = \frac{N_{\text{н}}}{\omega_{\text{н}}} \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4} = \frac{30\gamma}{\pi} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}. \qquad (5.20)$$

Якщо у формулах (5.19) і (5.20) замінити

$$10^{-3} \kappa_1 \cdot \kappa_2 = \tau_{\text{н}} \text{ і } \frac{30}{\pi} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 = \lambda_{\text{н}},$$

то формула (5.19) отримає вигляд:

$$N_{\text{н}} = \tau_{\text{н}} \cdot \gamma \cdot n_{\text{н}}^3 \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}, \qquad (5.21)$$

а формула (5.20) – вигляд:

$$M_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} \cdot \gamma \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}. \qquad (5.22)$$

Стосовно обертального моменту турбінного колеса $M_{\text{т}}$, Н·м: оскільки $M_{\text{т}} = K \cdot M_{\text{н}}$, то $M_{\text{т}} = K \cdot \lambda_{\text{н}} \cdot \gamma \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}$, а якщо позначити $K \cdot \lambda_{\text{н}} = \lambda_{\text{т}}$, то

$$M_{\text{т}} = \lambda_{\text{т}} \cdot \gamma \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{а}}^5 \cdot 9{,}81 \cdot 10^{-4}. \qquad (5.23)$$

Серія геометрично подібних гідротрансформаторів і гідромуфт різних розмірів характеризується одними й тими ж коефіцієнтами τ і λ. Тому для будь-якого гідротрансформатора або гідромуфти, подібних до випробуваного зразка, можна завчасно визначити з достатньою практичною точністю величини моменту й потужності, які передаються при заданій кількості обертів за хвилину насосного колеса.

При розрахунках гідропередач, як правило, враховуються моменти й потужності, які діють не на лопатках того чи іншого колеса гідротрансформатора або гідромуфти, а на валах відповідних коліс. Якщо: M_1 – момент, прикладений до вала насосного колеса, лопатки якого передають момент $M_н$; M_2 – момент, прикладений до вала турбінного колеса, навантаженого моментом $M_т$, то

$$M_1 = \frac{M_н}{\eta_1}, \tag{5.24}$$

де η_1 – механічний к.к.д. насосного колеса;

$$M_2 = M_т \cdot \eta_2, \tag{5.25}$$

де η_2 – механічний к.к.д. турбінного колеса.

Повний к.к.д. гідротрансформатора $\eta_т$, який враховує гідравлічні й механічні втрати, при $n_2 = n_1$ і $n_1 = n_н$ дорівнює

$$\eta_т = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \frac{M_т \cdot n_т}{M_н \cdot n_н} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{гтр}. \tag{5.26}$$

5.2. Розрахунок лопаткових систем одноступінчастого гідротрансформатора І-го класу

При проектуванні гідротрансформатора виконуються:

– вибір і побудова меридіонального перерізу робочої порожнини гідротрансформатора;

– визначення теоретичного напору й продуктивності насосного колеса;

– визначення швидкостей потоку робочої рідини на лопатках робочих коліс й побудова діаграм швидкостей;

– визначення кількості лопаток і кутів нахилу їх вхідних і вихідних кромок.

У якості вихідних даних приймаються такі величини й параметри:

– потужність на валу насосного колеса N, кВт;

– частота обертання (хвилинна кількість обертів) вала насосного колеса $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$;

– к.к.д. гідротрансформатора на оптимальному режимі $\eta_{\text{гтр опт}}$;

– передаточне відношення на оптимальному режимі i;

– тип робочої рідини та її об'ємна маса γ_t, кг/м^3, при температурі t, °С.

Вибір форми, розмірів і параметрів робочої порожнини рекомендується виконувати на основі вже виготовлених і випробуваних гідротрансформаторів за методом подібності. На рис. 5.7 наведено схему меридіонального перерізу робочих порожнин одного з існуючих гідротрансформаторів, побудовану у відносних розмірах, і коефіцієнт потужності A, зміст якого пояснюється формулою:

$$N = 0{,}736 \cdot A \cdot \left(\frac{n_{\text{н}}}{100}\right)^3 \cdot D_{\text{а}}^5, \qquad (5.27)$$

з якої виходить, що коефіцієнт потужності A відображає навантаження насосного колеса в кВт при $n_{\text{н}} = 100$ хв$^{-1}$ й при активному діаметрі гідротрансформатора $D_{\text{а}} = 1$ м (тут і в усіх подальших формулах, на рисунках, схемах і в тексті літерні позначення величин та їх індекси застосовуватимуться такі ж, як і в п. 4.1).

На підставі формул (5.11) і (5.27) неважко встановити залежність між коефіцієнтами потужності A та моменту $\lambda_{\text{н}}$

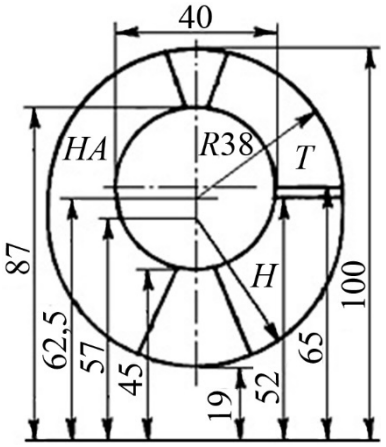


Рис. 5.7. Схема меридіонального перерізу робочих порожнин гідротрансформатора для параметрів $A = 1{,}7$; $i = 0{,}5$; $\eta_{\text{гтр}} = 0{,}86$:

H – насосне колесо; *T* – турбінне колесо; *HA* – спрямовувальний апарат

$$A = 10^3 \cdot \lambda_{\text{н}} \cdot \gamma, \tag{5.28}$$

та визначити величину $D_{\text{а}}$, м,

$$D_{\text{а}} = \sqrt[5]{\left(\frac{100}{n_{\text{н}}}\right)^3 \cdot \frac{N}{0{,}736 \cdot A}}. \tag{5.29}$$

Відносні розміри схеми меридіонального перерізу та знайдена величина $D_{\text{а}}$ надають можливість визначити розрахункові розміри гідротрансформатора (радіуси й ширину міжлопаткових каналів робочих коліс у метрах): насосного – $r_{1\text{н}}$, $b_{1\text{н}}$, і $r_{2\text{н}}$, $b_{2\text{н}}$, турбінного – $r_{1\text{т}}$, $b_{1\text{т}}$, і $r_{2\text{т}}$, $b_{2\text{т}}$, й спрямовувального апарата – $r_{1\text{на}}$, $b_{1\text{на}}$, і $r_{2\text{на}}$, $b_{2\text{на}}$ на вході й виході середнього струменя потоку робочої рідини.

Основні параметри насосного колеса – це теоретичний напір H_t і продуктивність Q. Залежність між ними встановлена у неявній формі рівнянням (5.11). Тому потрібно перетворити це рівняння таким чином, щоб залежність між H_t і Q була виражена в явній формі.

З діаграм швидкостей рис. 5.4 і 5.6 видно, що при безударному вході до насосного колеса, коли $c_{1\text{н}} = c_{2\text{на}}$, складові цих швидкостей $c_{1u\text{н}} = c_{2u\text{на}}$ і $c_{1\text{мн}} = c_{2\text{мна}} = c_{\text{мн}}$ пов'язані рівністю:

$$c_{1u\text{н}} = c_{\text{мн}} \cdot \text{tg}\left(\beta_{2\text{на}} - 90^\circ\right) = \frac{Q}{f_{\text{н}}} \cdot \text{tg}\left(\beta_{2\text{на}} - 90^\circ\right), \tag{5.30}$$

де $f_{\text{н}}$ – живий переріз міжлопаткових каналів насосного колеса;

$\beta_{2\text{на}}$ – кут нахилу вихідної кромки спрямовувального апарата; зазвичай приймається рівним відповідному куту гідротрансформатора-зразка.

При виході з насосного колеса залежність між складовими швидкостями $c_{2u\text{н}}$, $c_{\text{мн}}$ і $u_{2\text{н}}$ відображається формулою:

$$c_{2u\text{н}} = u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{мн}}}{\text{tg}\beta_{2\text{н}}} = u_{2\text{н}} - \frac{Q}{f_{\text{н}} \cdot \text{tg}\beta_{2\text{н}}}. \tag{5.31}$$

Підстановка знайдених величин $c_{1u\text{н}}$ і $c_{2u\text{н}}$ до рівняння (5.7) після необхідних перетворень дає залежність між H_t і Q у явній формі, у вигляді рівняння, яке відображує теоретичну характеристику насосного колеса

$$H_t = -\frac{1}{g \cdot f_{\text{н}}}\left[\frac{u_{2\text{н}}}{\text{tg}\beta_{2\text{н}}} + u_{1\text{н}} \cdot \text{tg}\left(\beta_{2\text{на}} - 90^\circ\right)\right] \cdot Q + \frac{u_{2\text{н}}^2}{\text{g}}. \qquad (5.32)$$

При постійній швидкості обертання насосного колеса рівняння (5.32) зображується в координатах Q, H_t у вигляді залежності $H_t = f(Q)$ прямою лінією (рис. 5.8). Кутовий коефіцієнт цієї лінії $\kappa_{\text{к}}$ визначається з виразу:

$$\kappa_{\text{к}} = -\frac{1}{\text{g} \cdot f_{\text{н}}}\left[\frac{u_{2\text{н}}}{\text{tg}\beta_{2\text{н}}} + u_{1\text{н}} \cdot \text{tg}\left(\beta_{2\text{на}} - 90^\circ\right)\right], \qquad (5.33)$$

а відрізок, який відсікається на осі ординат, $H_{\text{о}}$ – з виразу:

$$H_{\text{о}} = \frac{u_{2\text{н}}^2}{\text{g}}. \qquad (5.34)$$

Для визначення величин Q і H_t, які відповідають вихідним даним розрахунку, необхідно рівняння (5.10) і (5.32) подати у вигляді системи рівнянь:

$$Q \cdot H_t = \frac{10^3 N}{\gamma_t} \qquad (5.35)$$

і

$$H_t = \kappa_{\text{к}} \cdot Q + H_{\text{о}}, \qquad (5.36)$$

загальне рішення якої для H_t висловлюється двома коренями:

$$H_{t1} = \frac{H_{\text{о}}}{2} + \sqrt{\frac{H_{\text{о}}^2}{4} + \frac{10^3 \kappa_{\text{к}} \cdot N}{\gamma_t}}; \qquad (5.37)$$

$$H_{t2} = \frac{H_{\text{о}}}{2} - \sqrt{\frac{H_{\text{о}}^2}{4} + \frac{10^3 \kappa_{\text{к}} \cdot N}{\gamma_t}}. \qquad (5.38)$$

Знайдені корені відповідають на рис. 5.8 точкам перетину *B* й *D* прямої лінії теоретичної характеристики насосного колеса з рівнобічною гіперболою його навантаження.

Положення цих точок залежить від величини $\kappa_{\text{к}}$, або, що є тим же самим, від величини кутів нахилу вхідних і вихідних кромок лопаток насосного колеса. Якщо прийняти

$$\kappa_{\text{к}} = -\frac{\gamma_t \cdot H_{\text{о}}^2}{300N}, \qquad (5.39)$$

то можна отримати однозначне рішення (див. рис. 5.8):

$$H_{tA} = \frac{H_{\text{о}}}{2}, \text{ м}; \qquad (5.40)$$

$$Q_A = \frac{150N}{\gamma_t \cdot H_{\text{о}}}, \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (5.41)$$

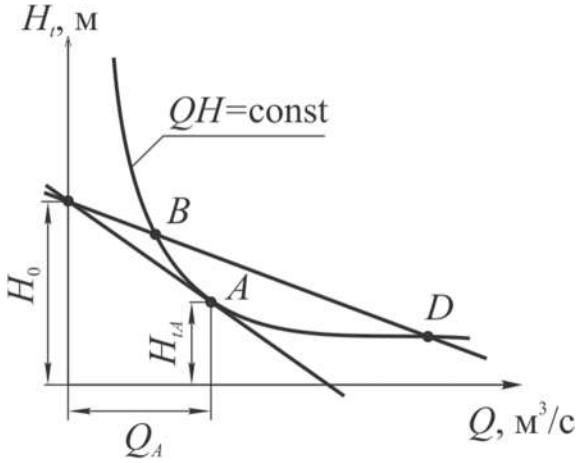


Рис. 5.8. Теоретична характеристика насосного колеса гідротрансформатора: Q – секундна витрата робочої рідини; H_t – теоретичний напір; H_0 – напір, що створюється при постійній швидкості обертання насосного колеса

яке відповідає точці дотику *A* лінії теоретичної характеристики до гіперболи навантаження насосного колеса. Отримане таким чином рішення приймається для розрахунку гідротрансформатора.

Визначення швидкостей потоку робочої рідини та побудова діаграм швидкостей на вхідних і вихідних кромках лопаток і гідротрансформатора виконується таким чином.

Насосне колесо. Визначається площа живого перерізу міжлопаткових каналів $f_{1н}$, м^2, на вході й $f_{2н}$, м^2, на виході за формулами:

$$f_{1н} = 2\pi \cdot r_{1н} \cdot b_{1н} \cdot \psi_н; \tag{5.42}$$

$$f_{2н} = 2\pi \cdot r_{2н} \cdot b_{2н} \cdot \psi_н, \tag{5.43}$$

де $\psi_н = 0{,}95$ – коефіцієнт стиснення лопатками живого перерізу міжлопаткового каналу.

Далі визначаються меридіональні швидкості потоку робочої рідини на вхідних кромках лопаток $c_{1мн}$, м/с, і на вихідних $c_{2мн}$, м/с, за формулами:

$$c_{1мн} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{1н} \cdot b_{1н} \cdot \psi_н}; \tag{5.44}$$

$$c_{2мн} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{2н} \cdot b_{2н} \cdot \psi_н}. \tag{5.45}$$

Обводова швидкість насосного колеса на середині вхідної кромки лопатки $u_{1н}$, м/с, (для середнього струменя)

$$u_{1н} = \frac{\pi \cdot n_н}{30} \cdot r_{1н}; \tag{5.46}$$

те ж на середині вихідної кромки лопатки $u_{2н}$, м/с,

$$u_{2н} = \frac{\pi \cdot n_н}{30} \cdot r_{2н}. \tag{5.47}$$

Згідно з рівнянням (5.30) обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини на вході $c_{1uн}$, м/с, становить

$$c_{1uн} = c_{1мн} \cdot \mathrm{tg}\left(\beta_{2на} - 90^\circ\right). \tag{5.48}$$

Згідно з рівнянням (5.7) обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини на виході $c_{2u\text{н}}$, м/с, становить

$$c_{2u\text{н}} = \frac{\text{g} \cdot H_{tA} + u_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}}}{u_{2\text{н}}}. \qquad (5.49)$$

На підставі визначених швидкостей $u_{1\text{н}}$, $u_{2\text{н}}$, $c_{1u\text{н}}$, $c_{2u\text{н}}$, $c_{1\text{мн}}$ і $c_{2\text{мн}}$ будується діаграма швидкостей робочої рідини для входу до насосного колеса й виходу з нього (рис. 5.9 з умовними позначеннями величин, аналогічними рис. 5.1 і 5.2).

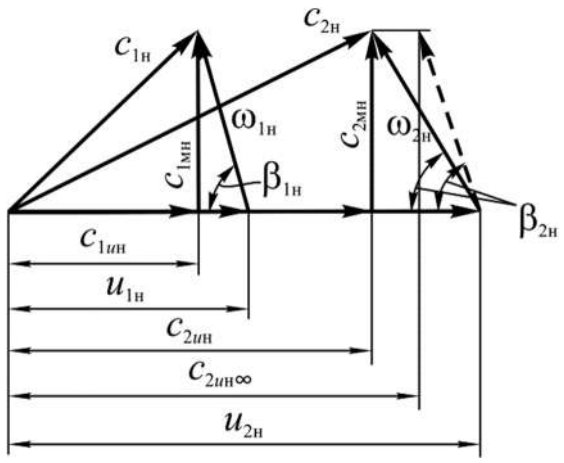


Рис. 5.9. Діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках насосного колеса

За допомогою цієї діаграми визначаються величини абсолютних ($c_{1\text{н}}$, $c_{2\text{н}}$) і відносних ($\omega_{1\text{н}}$, $\omega_{2\text{н}}$) швидкостей робочої рідини, а також кути нахилу ($\beta_{1\text{н}}$, $\beta_{2\text{н}}$) векторів відносної швидкості до напряму, протилежному обводовій швидкості обертання.

Для входу до лопаток насосного колеса без ударів їх вхідні кромки повинні мати кут нахилу $\beta_{1\text{н}}$, а кут нахилу $\beta_{2\text{н}}$ вектора відносної швидкості $\omega_{2\text{н}}$ відрізняється від конструктивного кута нахилу $\beta_{2\text{к}}$ (див. рис. 5.9) вихідної кромки лопатки внаслідок кінцевої кількості лопаток і виникнення за цієї причини у міжлопаткових каналах осьового завихрення, тобто зворотного обертального руху робочої рідини. До того ж $\beta_{2\text{к}} > \beta_{2\text{н}}$.

Ці кути можуть бути рівними між собою тільки за відсутності осьового вихорю, що, в свою чергу, можливо тільки при безкінечно великій кількості лопаток у насосному колесі.

Отже, кут нахилу $\beta_{2\text{к}}$ вихідної кромки лопатки реального насосного колеса дорівнює куту нахилу вектора відносної швидкості елементарного струменя робочої рідини при його виході з насосного колеса з безкінечно великою кількістю лопаток.

На підставі формул (5.6) і (5.7) визначаються величини $H_{t\infty}$, м, – теоретичний напір робочої рідини у насосному колесі з нескінченно великою кількістю лопаток і $c_{2u\text{н}\infty}$, м/с, – обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини на виході з насосного колеса з нескінченно великою кількістю лопаток. Тоді

$$H_{t\infty} = \frac{H_{tA}}{\mu}, \tag{5.50}$$

і

$$c_{2u\text{н}\infty} = \frac{\frac{g}{\mu} \cdot H_{tA} + u_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}}}{u_{2\text{н}}}. \tag{5.51}$$

Після цього коригується побудована вище діаграма швидкостей робочої рідини на лопатях насосного колеса рис. 5.9. Вектор обводової складової $c_{2u\text{н}\infty}$ графічно складається з вектором меридіональної складової $c_{2\text{мн}}$. Вершина отриманого трикутника з'єднується з кінцем вектора обводової швидкості $u_{2\text{н}}$ і отримується шукана величина кута нахилу $\beta_{2\text{к}}$, причому

$$\text{tg}\beta_{2\text{к}} = \frac{c_{2\text{мн}}}{u_{2\text{н}} - c_{2u\text{н}\infty}}. \tag{5.52}$$

Для визначення величини коефіцієнта μ у рівнянні (5.51) використовується діаграма Кухарського (рис. 5.3), яка встановлює залежність величини μ від числа $z/\sin\beta_{2\text{н}}$, де z – кількість лопатей. Але за рекомендаціями І. Ф. Семичастного найвигіднішу кількість лопаток у насосному колесі $z_{\text{н}}$ слід визначати таким чином:

$$z_{\text{н}} \le \kappa \cdot \frac{r_{2\text{н}} + r_{1\text{н}}}{r_{2\text{н}} - r_{1\text{н}}} \cdot \sin\frac{\beta_{1\text{н}} + \beta_{2\text{н}}}{2}, \tag{5.53}$$

де $\kappa \le 6{,}5$ – для литих коліс; $\kappa = 8 \ldots 11$ – для коліс з приварними або клепаними лопатками, а товщину вхідної кромки лопатки $s_{1\text{н}}$, м;

$$s_{1н} = \frac{2\pi \cdot r_{1н} \cdot b_{1н} \cdot (1 - \psi_н) \cdot \sin\beta_{1н}}{z_н}. \qquad (5.54)$$

Турбінне колесо. Оптимальному режиму роботи турбінного колеса, який характеризується оптимальним к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{гт\,опт}$, відповідає кількість його обертів, що визначається за формулою:

$$n_т = i \cdot n_н \ . \qquad (5.55)$$

У лопатковій системі турбінного колеса корисно спрацьовує напір, величина якого $H_т$, м, визначається за формулою:

$$H_т = \eta_{гтропт} \cdot H_{tA}. \qquad (5.56)$$

Обводова швидкість турбінного колеса на середині вхідної кромки лопатки (для середнього струменя) $u_{1т}$, м/с, і на середині вихідної кромки $u_{2т}$, м/с, визначається подібно до цих же параметрів насосного колеса, див. (5.46) і (5.47):

$$u_{1т} = \frac{\pi \cdot n_т}{30} \cdot r_{1т}; \qquad (5.57)$$

$$u_{2т} = \frac{\pi \cdot n_т}{30} \cdot r_{2т}. \qquad (5.58)$$

Потік робочої рідини, що проходить через вільну щілину між вихідними кромками лопаток насосного колеса й вхідними кромками лопаток турбінного колеса, діянню зовнішніх сил і моментів у щілині не підкоряється. Отже, момент кількості руху потоку при переході з лопаток насосного колеса на лопатки турбінного колеса не змінюється та абсолютні швидкості потоку є однаковими за напрямом і рівними за величиною; а коли так, то

$$r_{2н} \cdot c_{2uн} = r_{1т} \cdot c_{1uт} \qquad (5.59)$$

і

$$c_{1u\text{т}} = c_{2u\text{н}} \frac{r_{2\text{н}}}{r_{1\text{т}}}. \qquad (5.60)$$

На підставі формули (5.12) обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини на виході з турбінного колеса $c_{2u\text{т}}$, м/с, становить

$$c_{2u\text{т}} = \frac{c_{1u\text{т}} \cdot u_{1\text{т}} - \text{g} \cdot H_{\text{т}}}{u_{2\text{т}}}. \qquad (5.61)$$

Оскільки абсолютну швидкість робочої рідини при вході на лопатки турбінного колеса вже визначено за напрямом і величиною умовами виходу її з цього колеса, то меридіональну складову швидкості на вході $c_{1\text{мт}}$, м/с, можна визначити за формулою:

$$c_{1\text{мт}} = \sqrt{c_{1\text{т}}^2 - c_{1u\text{т}}^2}\ . \qquad (5.62)$$

Якщо припустити, що втрат робочої рідини в колі циркуляції гідротрансформатора немає, то живий переріз міжлопаткових каналів на вході до турбінного колеса $f_{1\text{т}}$, м^2, слід визначати за формулою:

$$f_{1\text{т}} = \frac{Q_A}{c_{1\text{мт}}}, \qquad (5.63)$$

а коефіцієнт стиснення лопатками $\psi_{\text{т}}$ – за формулою:

$$\psi_{\text{т}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{1\text{т}} \cdot b_{1\text{т}} \cdot c_{1\text{мт}}}. \qquad (5.64)$$

Якщо прийняти, що знайдена величина $\psi_{\text{т}}$ визначає стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів й на виході з них $f_{2\text{т}}$, м^2, тоді

$$f_{2\text{т}} = 2\pi \cdot r_{2\text{т}} \cdot b_{2\text{т}} \cdot \psi_{\text{т}}. \qquad (5.65)$$

Звідси меридіональна складова швидкості робочої рідини на виході $c_{2\text{мт}}$, м/с, буде

$$c_{2\text{мт}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{2\text{т}} \cdot b_{2\text{т}} \cdot \psi_{\text{т}}}. \qquad (5.66)$$

За знайденими швидкостями $u_{1\text{т}}$, $c_{1u\text{т}}$ і $c_{1\text{мт}}$, а також $u_{2\text{т}}, c_{2u\text{т}}$ і $c_{2\text{мт}}$ можна побудувати діаграму швидкостей для входу робочої рідини на лопатки турбінного колеса й для виходу з них (див. рис. 5.5) . За цією діаграмою визначаються величини абсолютної ($c_{2\text{т}}$) й відносних ($\omega_{1\text{т}}$ і $\omega_{2\text{т}}$) швидкостей робочої рідини, а також кути нахилу ($\beta_{1\text{т}}$ і $\beta_{2\text{т}}$) векторів відносної швидкості до напряму, протилежному обертанню.

Для безударного входу робочої рідини на лопатки та виходу з них їх вхідні кромки повинні мати кут нахилу $\beta_{1\text{т}}$, а вихідні $\beta_{2\text{т}}$. З діаграми швидкостей рис. 5.5 видно, що

$$\text{tg}\beta_{1\text{т}} = \frac{c_{1\text{мт}}}{u_{1\text{т}} - c_{2u\text{т}}} \qquad (5.67)$$

і

$$\text{tg}\beta_{2\text{т}} = \frac{c_{2\text{мт}}}{u_{2\text{т}} - c_{2u\text{т}}}. \qquad (5.68)$$

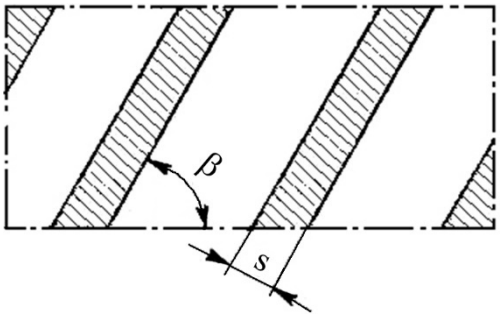


Рис. 5.10. Стиснення живого перерізу міжлопаткового каналу:
β – кут нахилу кромки лопатки;
s – товщина кромки лопатки

Кількість лопаток у турбінному колесі $z_{\text{т}}$ визначається за величиною коефіцієнта стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів $\psi_{\text{т}}$ й за кутом нахилу вхідної кромки лопатки $\beta_{1\text{т}}$ (рис. 5.10).

Отже:

$$z_{\text{т}} = \frac{2\pi \cdot r_{1\text{т}} \cdot b_{1\text{т}} \cdot (1 - \psi_{\text{т}}) \cdot \sin\beta_{1\text{т}}}{s}, \qquad (5.69)$$

де s – товщина вхідної кромки лопатки (див. рис. 5.10).

Спрямовувальний апарат. Під час входу на кромки лопаток спрямовувального апарата потік робочої рідини має абсолютну швидкість $c_{1\text{на}}$, м/с, і момент кількості руху, який навантажує лопаткову систему спрямовувального апарата, Н·м,

$$M_{\text{на}} = 9{,}81\frac{\gamma \cdot Q}{\text{g}} \cdot c_{1u\text{на}} \cdot r_{1\text{на}}.$$

Такі ж величини будуть і на виході з турбінного колеса, тобто $c_{1\text{на}} = c_{2\text{т}}$ і $c_{1u\text{на}} \cdot r_{1u\text{на}} = c_{2u\text{т}} \cdot r_{2\text{т}}$.

Звідси обводова складова абсолютної швидкості $c_{1u\text{на}}$, м/с, складе

$$c_{1u\text{на}} = c_{2u\text{т}} \cdot \frac{r_{2\text{т}}}{r_{1\text{на}}}, \tag{5.70}$$

а її меридіональна складова $c_{1\text{мна}}$, м/с,

$$c_{1\text{мна}} = \sqrt{c_{1\text{на}}^2 - c_{1u\text{на}}^2}\,. \tag{5.71}$$

З попередніх матеріалів відомо, що спрямовувальний апарат є нерухомим, тобто швидкість його обертання $u_{\text{на}} = 0$ м/с. Тому відносна швидкість потоку робочої рідини у будь-якій точці міжлопаткового каналу дорівнює абсолютній швидкості потоку в тій же точці. Кут нахилу вхідної кромки лопатки $\beta_{1\text{на}}$ визначається за формулою:

$$\text{tg}\beta_{1\text{на}} = \frac{c_{1\text{мна}}}{c_{1u\text{на}}}. \tag{5.72}$$

Кут нахилу $\beta_{2\text{на}}$ вхідної кромки раніше був прийнятий рівним куту нахилу тієї ж кромки гідротрансформатора-зразка. Отже, величини обводової та меридіональної складових абсолютної швидкості потоку на виході зі спрямовувального апарата та на вході до насосного колеса повинні бути відповідно рівними (див. рис. 5.6), тобто, $c_{2u\text{на}} = c_{1u\text{н}}$ і $c_{2\text{мна}} = c_{1\text{мн}}$.

Коефіцієнт стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів на вході $\psi_{1\text{на}}$, м/с,

$$\psi_{1\text{на}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{1\text{на}} \cdot b_{1\text{на}} \cdot c_{1\text{мна}}}, \tag{5.73}$$

те ж на виході

$$\psi_{2\text{на}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{2\text{на}} \cdot b_{2\text{на}} \cdot c_{2\text{мна}}}. \qquad (5.74)$$

Якщо задатися товщиною вихідної кромки s_2, тоді кількість лопаток спрямовувального апарата $z_{\text{на}}$ буде

$$z_{\text{на}} = \frac{2\pi \cdot r_{2\text{на}} \cdot b_{2\text{на}} \cdot (1-\psi_{2\text{на}}) \cdot \sin\beta_{2\text{на}}}{s_2}, \qquad (5.75)$$

а товщина вхідної кромки s_1 визначиться за формулою:

$$s_1 = \frac{2\pi \cdot r_{1\text{на}} \cdot b_{1\text{на}} \cdot (1-\psi_{1\text{на}}) \cdot \sin\beta_{1\text{на}}}{z_{\text{на}}}. \qquad (5.76)$$

Семичастнов І. Ф. у [3] вважає, що до розрахункових величин кутів нахилу кромок лопаток слід внести поправки за формулами:

$$\left.\begin{aligned} \beta_{1\text{тд}} &= \beta_{1\text{т}} - (2\ldots4^\circ); \\ \beta_{2\text{тд}} &= \beta_{2\text{т}} - (2\ldots4^\circ); \\ \beta_{2\text{над}} &= \beta_{2\text{на}} - (2\ldots4^\circ). \end{aligned}\right\} \qquad (5.77)$$

де $\beta_{1\text{тд}}$, $\beta_{2\text{тд}}$, $\beta_{2\text{над}}$ – величини виправлених кутів нахилу кромок відповідних лопаток.

Поправки враховують вплив осьового завихрення, яке виникає в міжлопатевих каналах турбінного колеса, а також вплив різних кутових швидкостей обертання насосного й турбінного коліс.

5.3. Розрахунок лопаткових систем одноступінчастого гідротрансформатора II-го класу

Характерними особливостями цього гідротрансформатора є те, що лопаткова система турбінного колеса встановлюється не перед спрямовувальним апаратом, а перед насосним колесом, і тому умови входу

робочої рідини до лопаткової системи насосного колеса та його навантаження залежать від умов виходу робочої рідини з лопаткової системи турбінного колеса та його навантаження. Згідно з цим розрахунок лопаткових систем гідротрансформатора II-го класу виконується з урахуванням зазначених вище особливостей його роботи та виходячи з основних розрахункових рівнянь (5.6–5.14). При цьому для розрахунку приймаються вихідні дані, прийняті в п. 5.2, з урахуванням того, що напрями обертання насосного й турбінного коліс гідротрансформаторів I-го й II-го класів співпадають.

Прийнявши схему меридіонального перерізу й коефіцієнт потужності A за даними виготовленого й випробуваного гідротрансформатора-зразка, можна за формулою (5.29) визначити активний діаметр гідротрансформатора, що проектується, $D_{\text{а}}$, м, а за відносними розмірами схеми меридіонального перерізу – його конструктивні розміри $r_{1\text{н}}$, $b_{1\text{н}}$, $r_{2\text{н}}$, $b_{2\text{н}}$, $r_{1\text{т}}$, b_{1m}, $r_{2\text{т}}$, $b_{2\text{т}}$, $r_{1\text{на}}$, $b_{1\text{на}}$, $r_{2\text{на}}$, $b_{2\text{на}}$ для середнього струменя.

Насосне колесо. Через обводову швидкість на виході з насосного колеса $u_{2\text{н}}$, м/с, (див. (5.47)), за формулою (5.34) визначається напір, що створюється при постійній швидкості його обертання $H_{\text{о}}$, м, а за формулами (5.40) і (5.41) – теоретичний напір H_{tA}, м, і продуктивність Q_A, м^3/с.

Абсолютна швидкість робочої рідини при вході до насосного колеса дорівнює її абсолютній швидкості при виході з турбінного колеса. Для визначення останньої коефіцієнт стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів на виході з турбінного колеса приймається $\psi_{2\text{т}} = 0{,}9$. Тоді меридіональна складова абсолютної швидкості робочої рідини $c_{2\text{мт}}$, м/с, на виході з турбінного колеса буде

$$c_{2\text{мт}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{2\text{т}} \cdot b_{2\text{т}} \cdot \psi_{2\text{т}}}, \tag{5.78}$$

а обводова складова тієї ж швидкості $c_{2u\text{т}}$, м/с,

$$c_{2u\text{т}} = \frac{c_{2\text{мт}}}{\text{tg}\beta_{2\text{т}}}, \tag{5.79}$$

де $\beta_{2\text{т}}$ – кут нахилу вихідної кромки лопатки турбінного колеса, який для розрахунку приймається рівним куту нахилу тієї ж кромки у гідротрансформатора-зразка.

Оскільки момент кількості руху робочої рідини при переході через вільну щілину, яка розгалужує суміжні лопаткові системи, не змінюється, то

$$c_{2u\text{т}} \cdot r_{2\text{т}} = c_{1u\text{н}} \cdot r_{1\text{н}}. \tag{5.80}$$

Звідси обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини при вході до насосного колеса $c_{1u\text{н}}$, м/с, буде

$$c_{1u\text{н}} = c_{2u\text{т}} \cdot \frac{r_{2\text{т}}}{r_{1\text{н}}}. \tag{5.81}$$

Розрахунок інших параметрів лопаткової системи насосного колеса виконується аналогічно розрахунку гідротрансформатора І-го класу з побудовою діаграми швидкостей подібно до рис. 5.4.

Турбінне колесо. Величини складових абсолютної швидкості робочої рідини при вході до лопаткової системи турбінного колеса виконується за такими формулами:

– меридіональна складова $c_{1\text{мт}}$, м/с,

$$c_{1\text{мт}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{1\text{т}} \cdot b_{1\text{т}} \cdot \psi_{1\text{т}}}, \tag{5.82}$$

де $\psi_{1\text{т}} = \psi_{2\text{т}}$ – коефіцієнт стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів на вході до турбінного колеса;

– обводова складова $c_{1u\text{т}}$, м/с,

$$c_{1u\text{т}} = \frac{c_{2u\text{т}} \cdot u_{2\text{т}} + \text{g} \cdot H_{\text{т}}}{u_{1\text{т}}}, \tag{5.83}$$

де $c_{2u\text{т}}$ – обводова складова абсолютної швидкості робочої рідини при виході з турбінного колеса, визначена за формулою (5.79).

Величини $u_{1\text{т}}$, $u_{2\text{т}}$, $H_{\text{т}}$ та всі інші параметри лопаткової системи турбінного колеса визначаються за методикою розрахунку гідротрансформатора І-го класу, а діаграма швидкостей будується, як на рис. 5.5.

Спрямовувальний апарат. Величини й напрями абсолютних швидкостей робочої рідини при вході до лопаткової системи спрямовувального апарата й виході з нього визначаються величиною та напрямами абсолютних швидкостей робочої рідини при виході з насосного колеса та вході до турбінного колеса. Оскільки $c_{2u\text{н}} \cdot r_{2\text{н}} = c_{1u\text{на}} \cdot r_{1\text{на}}$, то з цієї рівності виходить, що

$$c_{1u\text{на}} = c_{2u\text{н}} \cdot \frac{r_{2\text{н}}}{r_{1\text{на}}}. \tag{5.84}$$

З іншого боку

$$c_{1\text{мна}} = \sqrt{c_{2\text{н}}^2 - c_{1u\text{на}}^2} = \sqrt{c_{2\text{мн}}^2 + c_{2u\text{н}}^2 \cdot \left(1 - \frac{r_{2\text{н}}^2}{r_{1\text{на}}^2}\right)} \tag{5.85}$$

і кут нахилу вхідної кромки лопатки до напряму, протилежному швидкості обертання,

$$\text{tg}\beta_{1\text{на}} = -\frac{c_{1\text{мна}}}{c_{1u\text{на}}}. \tag{5.86}$$

Для виходу з лопаткової системи повинна бути більш-менш точно дотримана рівність $c_{2u\text{на}} \cdot r_{2\text{на}} = c_{1u\text{т}} \cdot r_{1\text{т}}$, звідки

$$c_{2u\text{на}} = c_{1u\text{т}} \cdot \frac{r_{1\text{т}}}{r_{2\text{на}}}. \tag{5.87}$$

З іншого боку

$$c_{2\text{мна}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{2\text{на}} \cdot b_{2\text{на}} \cdot \psi_{2\text{на}}}, \tag{5.88}$$

де

$$\psi_{2\text{на}} = \psi_{1\text{на}} = \frac{Q_A}{2\pi \cdot r_{1\text{на}} \cdot b_{1\text{на}} \cdot c_{1\text{мна}}}. \tag{5.89}$$

Кут нахилу вихідної кромки лопатки до напряму, протилежного швидкості обертання,

$$\mathrm{tg}\beta_{2\text{на}} = -\frac{c_{2\text{мна}}}{c_{2u\text{на}}}. \qquad (5.90)$$

Інші параметри лопаткової системи спрямовувального апарата можна визначити за методикою розрахунку гідротрансформатора І-го класу з побудовою діаграми швидкостей, подібної до рис. 5.6.

Семичастнов І. Ф. [3] вважає, що до розрахункових величин кутів нахилу кромок лопаток слід ввести поправки за формулами (5.77):

$$\left.\begin{aligned} \beta_{2\text{тд}} &= \beta_{2\text{т}} + \left(2\ldots4^{\circ}\right); \\ \beta_{1\text{над}} &= \beta_{1\text{на}} + \left(2\ldots4^{\circ}\right); \\ \beta_{2\text{над}} &= \beta_{2\text{на}} - \left(2\ldots4^{\circ}\right). \end{aligned}\right\}$$

де $\beta_{2\text{тд}}$, $\beta_{1\text{над}}$, $\beta_{2\text{над}}$ – величини виправлених кутів нахилу кромок відповідних лопаток.

5.4. Розрахунок лопаткових систем гідромуфти

У якості вихідних даних приймаються такі величини та параметри:

– потужність на валі насосного колеса гідротрансформатора N, кВт;

– швидкість обертання (хвилинна кількість обертів) вала насосного колеса $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$;

– к.к.д. гідромуфти при передаванні нормального моменту $\eta_{\text{гм опт}}$;

– тип робочої рідини та її об'ємна маса γ_t, кг/м^3, при температурі t, °С.

У ході розрахунку й проектування гідромуфти з плоскими радіальними лопатками здійснюється:

– вибір і побудова меридіонального перерізу робочої порожнини;

– визначення теоретичного напору й продуктивності насосного колеса;

– визначення величини й побудова діаграм швидкостей потоку

робочої рідини на лопатках робочих коліс;

– визначення кількості лопаток у лопаткових системах насосного й турбінного коліс.

При виборі форми й розмірів робочої порожнини гідромуфти в її меридіональному перерізі слід керуватися даними виготовлених й випробуваних зразків гідромуфт.

Схематичний, побудований у відносних розмірах меридіональний переріз робочих порожнин одного з виготовлених й випробуваних зразків гідромуфт з відносно високими коефіцієнтом потужності A = 2,4 і к.к.д. $\eta_{гм} = 0,97$, зображений на рис 5.11.

Активний діаметр гідромуфти визначається за формулою:

$$D_{а} = \sqrt[5]{\frac{10^{6} N}{0,75 \cdot n_{н}^{3} \cdot A}}, \qquad (5.91)$$

де, крім вже відомих величин N, A і $n_{н}$ – кількість обертів насосного колеса, хв$^{-1}$.

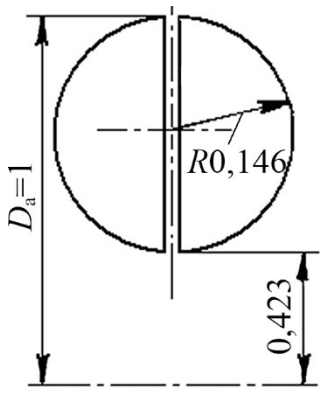


Рис 5.11. Схема меридіонального перерізу робочих порожнин зразка гідромуфти

Після чого за відносними розмірами схеми рис. 5.11 і величиною $D_{а}$ знаходяться конструктивні розміри робочої порожнини гідромуфти.

На рис. 5.12 зображений меридіональний переріз гідромуфти з діаметром $D_{о}$, коло якого поділяє площу кільця, обмеженого діаметрами $D_{а}$ і $D_{в}$ на дві рівні частини. Величина $D_{о}$ при цьому визначається з рівняння:

$$\frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{а}^{2} - D_{о}^{2} \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{о}^{2} - D_{в}^{2} \right), \qquad (5.92)$$

звідки

$$D_{о} = \sqrt{\frac{D_{а}^{2} + D_{в}^{2}}{2}}. \qquad (5.93)$$

Частина площі кільця $f_{1н}$, м^{2}, обмежена діаметрами $D_{о}$ й $D_{в}$, умовно вважається за живий переріз міжлопаткових каналів на вході до насосного колеса та визначається таким чином:

$$f_{1н} = \psi_н \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_о^2 - D_в^2 \right) = \psi_н \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left(D_а^2 - D_в^2 \right), \qquad (5.94)$$

де $\psi_н \approx 0,95$ – коефіцієнт стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів насосного колеса.

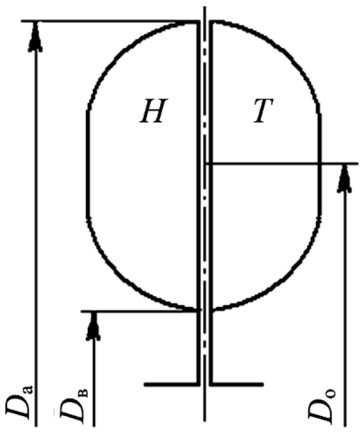


Рис. 5.12. Схема меридіонального перерізу гідромуфти:
H – насосне колесо; *T* – турбінне колесо;
$D_а$ – активний діаметр гідромуфти; $D_о$ – діаметр, коло якого поділяє площу кільця на дві рівні частини;
$D_в$ – внутрішній діаметр кільця

Друга частина площі кільця $f_{2н}$, м^2, обмежена діаметрами $D_о$ й $D_а$, умовно вважається за живий переріз міжлопаткових каналів на виході з насосного колеса та визначається за формулою:

$$f_{2н} = \psi_н \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_а^2 - D_о^2 \right) = \psi_н \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left(D_а^2 - D_в^2 \right). \qquad (5.95)$$

Відповідно для турбінного колеса частина площі $f_{1т} = f_{2т}$, м^2, обмежена діаметрами $D_а$ й $D_в$, буде

$$f_{1т} = f_{2т} = \psi_т \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left(D_а^2 - D_в^2 \right), \qquad (5.96)$$

де $\psi_т = 0,93 \ldots 0,96$ – коефіцієнт стиснення живого перерізу міжлопаткових каналів турбінного колеса.

З рис. 5.12 видно, що радіус насосного колеса на вході середнього струменя робочої рідини $r_{1н}$, м, дорівнює радіусу турбінного колеса на виході того ж струменя $r_{2т}$, м,

$$r_{1н} = r_{2т} = \frac{D_о + D_в}{4}, \qquad (5.97)$$

а радіус насосного колеса на виході $r_{2н}$, м, дорівнює радіусу турбінного колеса на вході середнього струменя $r_{1т}$, м,

$$r_{2н} = r_{1т} = \frac{D_а + D_о}{4}. \tag{5.98}$$

Якщо так, то обводові швидкості обертання насосного колеса гідромуфти на вхідних і вихідних кромках лопаток слід визначати за формулами (5.46 і (5.47), а турбінного колеса – за формулами (5.57) і (5.58).

Оскільки

$$\eta_{гмопт} = \frac{1}{i} = \frac{n_т}{n_н}, \tag{5.99}$$

то при передаванні нормального моменту кількість обертів турбінного колеса становитиме

$$n_т = \eta_{гмопт} \cdot n_н. \tag{5.100}$$

Для визначення витрати робочої рідини в колі циркуляції гідромуфти Q_A і теоретичного напору H_{tA}, який створюється її насосним колесом, спочатку знаходиться напір

$$H_о = \frac{u_{2н}^2}{g}, \tag{5.101}$$

а потім за формулами (5.40) і (5.41) визначаються величини теоретичного напору H_{tA}, м, і секундної витрати робочої рідини Q_A, м^3/с.

Секундній витраті робочої рідини Q_A, м^3/с, відповідає меридіональна складова абсолютної швидкості на лопатках насосного колеса

$$c_{1мн} = c_{2мн} = \frac{Q_A}{\psi_н \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left(D_а^2 - D_в^2\right)} \tag{5.102}$$

і відповідно на лопатках турбінного колеса

$$c_{1\text{мт}} = c_{2\text{мт}} = \frac{Q_A}{\psi_\text{т} \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left(D_\text{а}^2 - D_\text{в}^2 \right)}. \qquad (5.103)$$

Плоскі радіальні лопатки мають кут нахилу вхідних і вихідних кромок до напряму обертання $\beta_{1\text{н}} = \beta_{2\text{н}} = \beta_{1\text{т}} = \beta_{2\text{т}} = 90°$ і відповідні рівності $c_{1u\text{н}} = u_{1\text{н}}$, $c_{2u\text{н}} = u_{2\text{н}}$ і $c_{1u\text{т}} = u_{1\text{т}}$, $c_{2u\text{т}} = u_{2\text{т}}$.

На рис. 5.13 представлена діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках гідромуфти (в умовних позначеннях, аналогічних рис. 5.1 і 5.2).

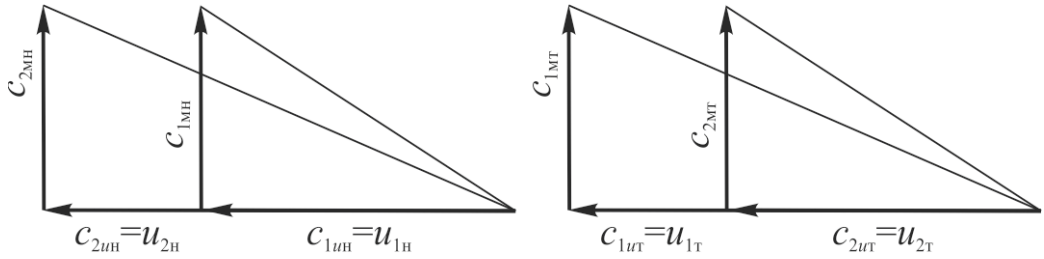


Рис. 5.13. Діаграма швидкостей робочої рідини на лопатках гідромуфти

І. Ф. Семичастнов для визначення кількості лопаток у насосному колесі $z_\text{н}$ рекомендує користуватися діаграмою рис. 5.14 і встановлювати парну кількість лопаток.

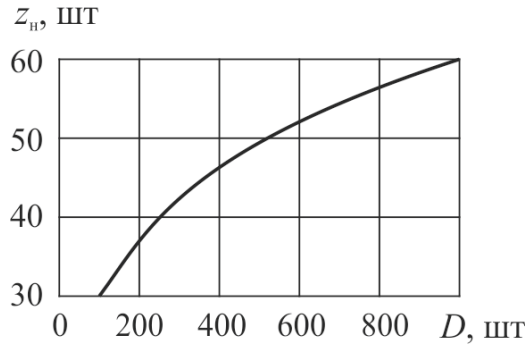


Рис. 5.14. Діаграма для визначення кількості лопаток у насосному колесі гідромуфти:
$z_\text{н}$ – кількість лопаток насосного колеса;
D – активний діаметр насосного колеса

Кількість лопаток у турбінному колесі

$$z_\text{т} = z_\text{н} - 2. \qquad (5.104)$$

Товщина лопатки насосного колеса, м,

$$s_{\text{н}} = \frac{\frac{\pi}{8} \cdot \left(D_{\text{а}}^2 - D_{\text{в}}^2 \right) \cdot \left(1 - \psi_{\text{н}} \right)}{z_{\text{н}}} \qquad (5.105)$$

і те ж турбінного колеса, м,

$$s_{\text{т}} = \frac{\frac{\pi}{8} \cdot \left(D_{\text{а}}^2 - D_{\text{в}}^2 \right) \cdot \left(1 - \psi_{\text{т}} \right)}{z_{\text{т}}}. \qquad (5.106)$$

Запитання до самоконтролю

1. Основні положення теореми про момент кількості руху.

2. Аналіз рівняння моменту кількості руху та швидкісні трикутники насосного колеса гідротрансформатора.

3. Рівняння турбомашин Ейлера.

4. Які параметри визначаються при проектуванні гідротрансформатора?

5. Які параметри приймаються у якості вихідних при проектуванні гідротрансформатора?

6. Як впливають значення частоти обертання та потужності на валу насосного колеса на величину активного діаметра гідротрансформатора?

7. Які параметри визначаються при проектуванні гідромуфти?

8. Які параметри приймаються у якості вихідних при проектуванні гідромуфти?

ГЛАВА 6

Баланс енергії гідравлічних апаратів

У попередніх розділах розглядався лише розрахунковий режим роботи гідроапаратів, але ж належна ефективність їх роботи може бути досягнута тільки при збалансованій витраті енергії їх основними робочими елементами – насосним, турбінним колесами та спрямовувальним апаратом – і тому складання рівняння балансу енергії на всіх режимах роботи гідроапаратів є досить важливим завданням.

Оскільки гідроапарати на тепловозах працюють у широкому діапазоні змін передаточних чисел, то умови роботи їх насосного й турбінного коліс суттєво відрізняються від умов розрахункового режиму й тому постає необхідним установлення залежності швидкості циркуляції робочої рідини від частоти обертання турбінного колеса на різних режимах роботи гідроапарата. Достатньо знати меридіональну швидкість ω, обводову швидкість u і кут нахилу лопатки β для того, щоб побудувати швидкісний трикутник. А знаючи всі швидкості, можна визначити напір, його втрату (як втрату енергії), витрату робочої рідини і моменти, які відповідають потужності робочих коліс гідроапарата.

Не є секретом, що передача енергії в гідроапараті, як і в будь-якому іншому механізмі, також пов’язана зі втратами, які на розрахунковому режимі, як зазначалося вище, враховувалися загальним коефіцієнтом. Тому слід більш детально проаналізувати робочі режими гідротрансформатора й гідромуфти (особливо на режимах, які відрізняються від розрахункових), що може бути виконано за допомогою рівняння балансу енергії.

Баланс енергії відображує зв’язок між енергією, що віддається насосним колесом робочій рідині, та енергією що знімається турбінним колесом, а також енергією, що витрачається на різні опори.

Рівняння балансу енергії має такий узагальнений вигляд:

$$N_{\text{н}} - N_{\text{т}} - \sum N_{\text{вт}} = 0, \qquad (6.1)$$

де $N_{н}$ – потужність, що отримується насосним колесом;

$N_{т}$ – потужність, що віддається турбінним колесом;

$\sum N_{вт}$ – сума всіх втрат у гідроапараті.

6.1. Параметричні характеристики балансу енергії у гідротрансформаторі І-го класу

У гідротрансформаторі енергія $9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q_{н} \cdot H_{н}$, Н·м/с, що передається лопатковою системою насосного колеса, трансформується в основному на корисну механічну роботу обертання турбінного колеса $9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q_{т} \cdot H_{т}$, Н·м/с, і частково в кількості $9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q_{т} \cdot \sum h_{оп}$, Н·м/с, витрачається на подолання гідравлічних опорів лопаткових систем насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата. Для встановлення зв'язку між наведеними вище параметрами використовується рівність

$$9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q_{н} \cdot H_{н} = 9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q_{т} \cdot H_{т} + 9{,}81 \cdot \gamma \cdot Q \cdot \sum h_{оп}, \qquad (6.2)$$

де γ – об'ємна маса робочої рідини, кг/м^3;

$Q_{н}$ і $Q_{т}$ – секундна витрата робочої рідини через насосне й турбінне колеса відповідно, м^3/с;

$H_{н}$ і $H_{т}$ – напір, створюваний насосним і турбінним колесами відповідно, м;

$\sum h_{оп}$ – сумарна величина втрат енергії (напору) від гідравлічних опорів у колі циркуляції робочої рідини, м.

Внаслідок витоків з робочої порожнини й перетікання робочої рідини всередині порожнини з областей підвищеного до областей пониженого тиску

$$Q_{н} = Q_{т} + \Delta Q, \qquad (6.3)$$

де ΔQ – витрата робочої рідини на відшкодування її витоків і протікань, м^3/с.

У гідроапаратах з надійними ущільнювальними вузлами при їх справному стані величина ΔQ у порівнянні з величиною $Q_{\text{н}}$ або $Q_{\text{т}}$ є дуже малою, й тому зазвичай ці величини приймаються рівними одна одній $Q_{\text{н}} = Q_{\text{т}} = Q$. Тоді

$$H_{\text{н}} = H_{\text{т}} + \sum h_{\text{оп}}. \tag{6.4}$$

Отримана рівність якраз і висловлює баланс енергії гідротрансформаторів і гідромуфт, й тоді з формули (6.4) виходить, що гідравлічний к.к.д. гідротрансформатора або гідромуфти $\eta_{\text{г}}$ буде

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H_{\text{т}}}{H_{\text{н}}} = 1 - \frac{\sum h_{\text{оп}}}{H_{\text{н}}}. \tag{6.5}$$

Повний або ефективний к.к.д. тих же гідроапаратів η

$$\eta = \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{мех}}, \tag{6.6}$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний к.к.д., який враховує втрати механічної енергії на тертя в підшипникових опорах і поверхонь робочих коліс по робочій рідині й повітрю (так зване дискове тертя).

Характеристики гідротрансформатора зазвичай будуються за кількістю обертів веденого вала (турбінного колеса) $n_{\text{т}}$, хв$^{-1}$. Тому бажано встановити зв'язок між меридіональною швидкістю $c_{\text{м}}$, м/с, і кількостями обертів турбінного колеса $n_{\text{т}}$ при заданій кількості обертів насосного колеса $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$. Для встановлення такої залежності слід використати рівняння балансу енергії, подавши його як функцію меридіональної швидкості $c_{\text{м}}$, кількостей обертів веденого вала (турбінного колеса $n_{\text{т}}$) і кількостей обертів ведучого вала (насосного колеса $n_{\text{н}}$), тобто як

$$F\left(c_{\text{м}}, n_{\text{н}}, n_{\text{т}}\right) = 0. \tag{6.7}$$

Рівняння балансу складається для енергії робочої рідини, яка циркулює крізь робочі колеса гідротрансформатора. Явища, пов'язані з

тертям зовнішніх поверхонь робочих коліс по робочій рідині (дисковим тертям) розглядатимуться далі окремо, й тоді рівняння (6.1) можна представити як роботу робочої рідини, яка виконується теоретичним напором

$$\gamma \cdot Q_{\text{н}} \cdot H_{t\text{н}} - \gamma \cdot Q_{\text{т}} \cdot H_{t\text{т}} - \gamma \cdot Q \cdot \sum h_{\text{оп}} = 0. \qquad (6.8)$$

Знехтувавши витоками в насосному колесі, можна отримати рівність витрат через насосне й турбінне колеса, тобто $Q_{\text{н}} = Q_{\text{т}}$, й тоді рівняння (6.1) можна представити як рівняння балансу енергії, віднесене до 1 кг робочої рідини, що циркулює крізь робочі колеса, тобто

$$H_{t\text{н}} - H_{t\text{т}} - \sum h_{\text{вт}} = 0, \qquad (6.9)$$

де $\sum h_{\text{вт}}$ – сума напорів, які втрачаються по ходу циркуляції, м.

Для подальшого аналізу балансу енергії гідроапаратів слід всі величини напорів у рівнянні (6.9) відобразити через меридіональну швидкість робочої рідини $c_{\text{м}}$ і через кількості обертів насосного й турбінного коліс $n_{\text{н}}$ та $n_{\text{т}}$.

Напір насосного колеса. Теоретичний напір насосного колеса $H_{t\text{н}}$, м, визначається рівнянням

$$H_{t\text{н}} = \frac{1}{\text{g}} \cdot \left(u_{2\text{н}} \cdot c_{2u\text{н}\infty} - u_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}} \right),$$

у якому обводові швидкості, м/с:

– на вході

$$u_{1\text{н}} = \frac{\pi \cdot D_{1\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}{60}; \qquad (6.10)$$

– на виході

$$u_{2\text{н}} = \frac{\pi \cdot D_{2\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}{60}; \qquad (6.11)$$

проекція абсолютної швидкості входу

$$c_{1u\text{н}} = \frac{D_{2\text{а}}}{D_{1\text{н}}} \cdot \frac{c_{5\text{м}}}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} = \frac{D_{2\text{а}} \cdot \chi_3}{D_{1\text{н}} \cdot \text{tg}\alpha_{2\text{а}}} \cdot c_{\text{м}}, \qquad (6.12)$$

де $c_{5м}$ – меридіональна швидкість при вході у колесо з урахуванням звуження перетину каналу тілом лопаток.

Проекція абсолютної швидкості виходу

$$c_{2uн} = u_{2uн} - \frac{a_{1н} \cdot c_м}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} = \frac{\pi \cdot D_{2н}}{60} \cdot n_н - \frac{a_{1н} \cdot c_м}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}. \quad (6.13)$$

Якщо підставити ці рівняння до рівняння напору, то можна отримати

$$H_{tн} = \frac{1}{g} \cdot \left[\frac{\pi \cdot D_{2н}}{60} \cdot n_н \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{2н}}{60} \cdot n_н - \frac{a_{1н} \cdot c_м}{t\mathrm{g}\beta''_{2н}} \right) - \right.$$
$$\left. - \frac{\pi \cdot D_{1н}}{60} \cdot n_н \cdot \frac{D_{2а} \cdot \chi_3 \cdot c_м}{D_{1н} \cdot t\mathrm{g}\alpha_{2а}} \right] = k_о \cdot n_н^2 - k_1 \cdot n_н \cdot c_м, \quad (6.14)$$

де $k_о$ і k_1 – постійні величини які залежать від геометричних розмірів і параметрів насосного колеса, причому:

$$k_о = \frac{D_{2н}^2}{60^2}, \quad (6.15)$$

і

$$k_1 = \frac{\pi}{60g} \cdot \left(\frac{D_{2н} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta'_{2н}} + \frac{D_{2а} \cdot \chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{2а}} \right). \quad (6.16)$$

Напір турбінного колеса. Теоретична величина цього напору $H_{tт}$, м, визначається рівнянням:

$$H_{tт} = \frac{1}{g} \cdot \left(u_{1т} \cdot c_{1uт} - u_{2т} \cdot c_{2uт} \right), \quad (6.17)$$

де $u_{1т}$ – обводова швидкість робочої рідини при вході, м/с;

$$u_{1т} = \frac{\pi \cdot D_{1т}}{60} \cdot n_т \quad (6.18)$$

і при виході

$$u_{2т} = \frac{\pi \cdot D_{2т}}{60} \cdot n_т, \tag{6.19}$$

а також, $c_{1ит}$, м/с, – проекція абсолютної швидкості робочої рідини при вході

$$c_{1ит} = \frac{D_{2н}}{D_{1т}} \cdot c_{2ин} = \frac{D_{2н}}{D_{1т}} \cdot \left(u_{2н} - \frac{a_{1н} \cdot c_т}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} \right) = \frac{\pi \cdot D_{2н}^2 \cdot n_н}{60 \cdot D_{1т}} - \frac{D_{2н} \cdot a_{1н} \cdot c_т}{D_{1т} \cdot \mathrm{tg}\beta''_{2н}} \tag{6.20}$$

і $c_{2ин}$, м/с, при виході

$$c_{2ит} = u_{2т} - \frac{c_{3м}}{t\mathrm{tg}\beta_{2т}} = \frac{\pi \cdot D_{2т}}{60} \cdot n_т - \frac{c_{3м}}{\mathrm{tg}\beta_{2т}}. \tag{6.21}$$

Підставивши вирази (6.18), (6.19), (6.20) і (6.21) до рівняння напору (6.17), можна отримати такі формули:

$$H_{tт} = \frac{1}{\mathrm{g}} \cdot \left[\frac{\pi \cdot D_{1т}}{60} \cdot n_т \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{2н}^2 \cdot n_н}{60 D_{1т}} - \frac{D_{2н} \cdot \alpha_{1н} \cdot c_м}{D_{1т} \mathrm{tg}\beta''_{2н}} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{\pi \cdot D_{2т}}{60} \cdot n_т \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{2т}}{60} \cdot n_т - \frac{\chi_1 \cdot c_м}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} \right) \right], \tag{6.22}$$

або

$$H_{tт} = k_о \cdot n_н \cdot n_т - k_2 \cdot n_т^2 + k_3 \cdot c_м \cdot n_т, \tag{6.23}$$

$$k_2 = \frac{D_{2т}}{60^2}; \tag{6.24}$$

$$k_3 = \frac{\pi}{60\mathrm{g}} \cdot \left(\frac{D_{2т} \cdot \chi}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} - \frac{D_{2н} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} \right). \tag{6.25}$$

6.2. Втрати в гідротрансформаторі

З балансом енергії тісно пов'язані втрати, залежні від протікання робочої рідини по міжлопаткових каналах робочих коліс і спрямовувального апарата. Для розрахункового аналізу втрат достатньо розглянути, як вони будуть виглядати при постійній кількості обертів насосного колеса $n_{\text{н}} = \text{const}$. А як вони будуть змінюватися при зміні величини $n_{\text{н}}$, буде наочно видно з розрахункових формул.

Втрати на тертя в міжлопаткових каналах насосного колеса. Якщо представити міжлопатковий канал як трубу довільного діаметра, то ці втрати можна відобразити звичайним рівнянням залежності втрати напору робочої рідини $h_{\text{трн}}$, м, від її розмірних і швидкісних параметрів, тобто від гідравлічного радіуса живого перерізу труби (міжлопаткового каналу) R, м, довжини труби (лопатки насосного колеса) $l_{\text{н}}$, м, відносної швидкості робочої рідини в трубі (міжлопатковому каналі) ω, м/с, і коефіцієнта опору тертя λ

$$h_{\text{трн}} = \lambda \cdot \frac{l_{\text{н}}}{4R} \cdot \frac{\omega^2}{2g}. \qquad (6.26)$$

Досконале вивчення явища опору в каналах, які обертаються, є досить складною задачею у зв'язку з виникненням явища надмірної турбулентності, що було виявлено при дослідженнях робочого процесу гідропередач ще у 30-х роках минулого століття [3]. Однак і досі відсутні достатні дані для врахування цих явищ при робочому проектуванні гідропередач. Як показали дослідження багатоступеневого гідротрансформатора, при ретельному обробленні міжлопаткових каналів втрати на тертя в них є близькими до втрат на тертя в гладкій трубі, які визначаються за рівнянням Блазіуса [4].

Технологія виготовлення робочих коліс гідротрансформаторів і гідромуфт може бути різною (штамповка, клепка, зварка, відливка, литво зі вставними штампованими лопатками). Канали литих коліс можуть вкриватися стійким лаком, що робить їх вельми гладкими. Тому для отримання надійних результатів щодо коефіцієнта втрат по

каналах, які обертаються, при визначенні величини коефіцієнта λ доки слід користуватися рівнянням Блазіуса:

$$\lambda = 0{,}316\left(\frac{\nu}{4R\cdot\omega}\right)^{0{,}25}, \qquad (6.27)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості робочої рідини, м^2/с;

R – гідравлічний радіус живого перерізу міжлопаткового каналу, м;

ω – швидкість робочої рідини в каналі, м/с.

Відносна швидкість робочої рідини в міжлопатковому каналі ω, м/с, може бути виражена величиною $c_{\text{м}}$, м/с, за формулою:

$$\omega = \frac{a_{1\text{н}}\cdot c_{\text{м}}}{\sin\beta}. \qquad (6.28)$$

Живий переріз, за яким визначається гідравлічний радіус, повинен бути за визначенням нормальним до векторів відносної швидкості ω.

Міжлопаткові канали мають змінний за довжиною гідравлічний радіус, тому можна приблизно вважати, що втрати на тертя будуть такими ж, як і в двох каналах половинної довжини з постійними гідравлічними радіусами, відповідно рівними гідравлічним радіусам входу й виходу з міжлопаткового каналу [5]. Скориставшись цим припущенням у рівнянні (6.26), можна отримати втрати на тертя у вигляді наступного рівняння:

$$h_{\text{трн}} = \frac{a_{1\text{н}}\cdot l_{\text{н}}}{16\text{g}}\cdot\left(\frac{\lambda_{1\text{н}}}{\sin^2\beta_{1\text{н}}\cdot R_{1\text{н}}}+\frac{\lambda_{2\text{н}}}{\sin^2\beta_{2\text{н}}\cdot R_{2\text{н}}}\right)\cdot c_{\text{м}}^2 = k_8\cdot c_{\text{м}}^2, \qquad (6.29)$$

де $$k_8 = \frac{a_{1\text{н}}\cdot l_{\text{н}}}{16\text{g}}\cdot\left(\frac{\lambda_{1\text{н}}}{\sin^2\beta_{1\text{н}}\cdot R_{1\text{н}}}+\frac{\lambda_{2\text{н}}}{\sin^2\beta_{2\text{н}}\cdot R_{2\text{н}}}\right). \qquad (6.30)$$

Втрати на удар при вході до насосного колеса. Як стверджують автори деяких літературних видань з гідропередач, усяке відхилення напряму відносної швидкості робочої рідини від напряму вхідних кромок лопаток призводить до виникнення втрати енергії робочої рідини. Тому неспівпадіння напрямів відносної швидкості входу робочої

рідини до насосного колеса й вхідних кромок його лопаток якраз і спричиняє ці втрати.

При постійних кількостях обертів насосного колеса $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$, і при змінних кількостях обертів турбінного колеса $n_{\text{т}}$, хв$^{-1}$, витрата робочої рідини може змінюватися. Але вплив зменшення або збільшення витрати на коливання величин $n_{\text{н}}$ і $n_{\text{т}}$ можна розглядати незалежно від цього.

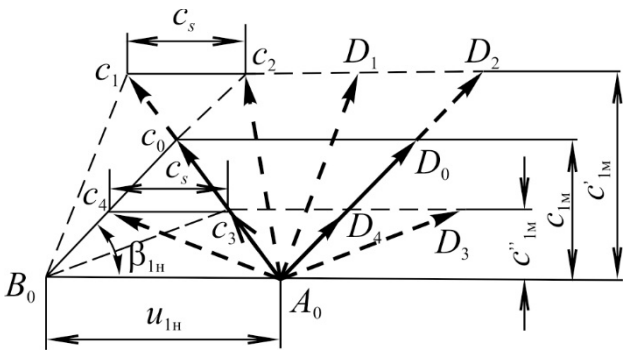


Рис. 6.1. Трикутник швидкостей робочої рідини при вході до насосного колеса (при ударі)

На рис 6.1 зображений трикутник швидкостей на вході до насосного колеса. На цьому рисунку паралелограм швидкостей $A_0B_0C_0D_0$ відповідає розрахунковому режиму роботи гідротрансформатора. Якщо витрата збільшиться, тобто абсолютна швидкість стане рівною c_1, то паралелограм швидкостей вже буде $A_0B_0C_1D_1$; при безударному вході робочої рідини паралелограм швидкостей повинен бути $A_0B_0C_2D_2$. Отже, напрям течії робочої рідини різко змінюється системою лопаток і швидкість c_s, отриману в результаті зміни відносної швидкості, можна вважати за швидкість, втрачену на удар.

Аналогічне явище відбудеться і в тому випадку, коли витрата робочої рідини стане менш за розрахункову, що також зображено на рис. 6.1.

Величина втраченого напору на удар $h_{\text{вн}}$, м, визначається рівнянням:

$$h_{\text{вн}} = \varphi \cdot \frac{c_s^2}{2\text{g}}, \tag{6.31}$$

де коефіцієнт φ змінюється головним чином залежно від кута атаки (тобто кута, створеного між потоком і напрямом лопатки), від форми лопатки, а також від виду лопатки (рухомої чи нерухомої).

Величина вектору швидкості c_s, м/с, визначається рівнянням:

$$c_s = c_{2u\text{а}} - c_{2u\text{н}} = \frac{c_{5\text{м}}}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} - \left(u_{1\text{н}} - \frac{\alpha_{2\text{н}} \cdot c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right), \qquad (6.32)$$

яке після підстановки до нього величини $n_{\text{н}}$ і перетворень прийме вигляд:

$$c_s = \left(\frac{a_s}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} + \frac{a_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right) \cdot c_{\text{м}} - \frac{\pi \cdot D_{1\text{н}}}{60} \cdot n_{\text{н}}, \qquad (6.33)$$

й тому втрата на удар при вході до насосного колеса $h_{\text{ун}}$, м, визначається рівнянням:

$$h_{\text{ун}} = \varphi \cdot \frac{c_s^2}{2\text{g}} = \frac{\varphi}{2\text{g}} \cdot \left[\left(\frac{\chi_3}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} + \frac{a_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right) \cdot c_{\text{м}} - \frac{\pi \cdot D_{1\text{н}}}{60} \cdot n_{\text{н}} \right]^2 =$$

$$= k_4 \cdot c_{\text{м}}^2 - k_5 \cdot n_{\text{н}} \cdot c_{\text{м}} + k_6 \cdot n_{\text{н}}^2, \qquad (6.34)$$

де

$$k_4 = \frac{\varphi}{2\text{g}} \cdot \left(\frac{\chi_3}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} + \frac{a_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right)^2; \qquad (6.35)$$

$$k_5 = \frac{\varphi \cdot \pi \cdot D_{1\text{н}}}{60\text{g}} \cdot \left(\frac{\chi_3}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} + \frac{a_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right); \qquad (6.36)$$

$$k_6 = \frac{\varphi \cdot D_{1\text{н}}^2}{2 \cdot 60^2}. \qquad (6.37)$$

Втрати на раптове звуження каналу насосного колеса. Стиснення робочої рідини лопатками колеса при її протіканні по каналу спотворює його раптове звуження, внаслідок чого й виникають ці втрати. Отже, якщо перед входом до насосного колеса швидкість робочої рідини була $c_{\text{м}}$, м/с, то при вході вона стане $c_{1\text{м}} = a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}}$, м/с, і втрата напору робочої рідини на раптове звуження $h_{\text{зн}}$, м, буде

$$h_{\text{зн}} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} - c_{\text{м}}\right)^2}{2\text{g}} = \varphi_1 \cdot \left(a_{1\text{н}} - 1\right)^2 \cdot \frac{c_{\text{м}}}{2\text{g}}, \qquad (6.38)$$

де можна приймати коефіцієнт $\varphi_1 = 0{,}4\ldots0{,}5$, [3]. Тоді

$$h_{\text{зн}} = k_7 \cdot c_{\text{м}}^2, \qquad (6.39)$$

де
$$k_7 = \frac{\varphi_1 \cdot \left(a_{1\text{н}} - 1\right)^2}{2\text{g}}. \qquad (6.40)$$

Втрата на раптове розширення на виході з насосного колеса відображуються зменшенням напору робочої рідини $h_{\text{рн}}$, м, яке виглядає таким чином:

$$h_{\text{рн}} = \frac{\left(c_{1\text{м}} - c_{2\text{м}}\right)^2}{2\text{g}} = \frac{\left(a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} - \chi \cdot c_{\text{м}}\right)}{2\text{g}} = \frac{\left(a_{1\text{н}} - \chi\right)^2}{2\text{g}} \cdot c_{\text{м}}^2 = k_{10} \cdot c_{\text{м}}^2, \qquad (6.41)$$

де
$$k_{10} = \frac{\left(a_{1\text{н}} - \chi\right)^2}{2\text{g}}. \qquad (6.42)$$

Втрати на скривлення міжлопаткових каналів у насосному колесі. Кривизна міжлопаткових каналів деяких типів насосних коліс буває подвійною: за рахунок кривизни лопаток і за рахунок кривизни лінії току в меридіональному перерізі колеса. Проектувальна практика засвідчила, що врахування явищ, пов’язаних з подвійною кривизною – дуже складна задача. Тому бажання спростити результуючі вирази, а також маючи на увазі, що останнім часом при проектуванні гідротрансформаторів в колінах кола циркуляції робочої рідини лопатки не встановлюють, у розрахунках втрат доцільним буде врахування відносно невеликої кривизни лопаток каналів кола циркуляції робочої рідини. З урахуванням цього втрати напору на скривлення $h_{\text{ин}}$, м, можна оцінювати формулою:

$$h_{\text{ин}} = \xi \cdot \frac{c_{\text{м}}^2}{2\text{g}}, \tag{6.43}$$

де ξ – коефіцієнт опору, який визначається за формулами:

– для круглого перерізу:

$$\xi = 0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{a}{r}\right)^{3{,}5}; \tag{6.44}$$

– для прямокутного перерізу

$$\xi = 0{,}124 + 0{,}274\left(\frac{a}{r}\right)^{3{,}5}, \tag{6.45}$$

де a – розмір сторони прямокутника в площині коліна, мм;
r – радіус скривлення коліна, мм.

Таким чином, втрати на скривлення коліна насосного колеса в меридіональному перерізі $h_{\text{ин}}$, м, доцільно визначати за формулою:

$$h_{\text{ин}} = \xi \cdot \frac{c_{1\text{м}}^2}{2\text{g}} \cdot m_{\text{н}} = k_9 \cdot c_{\text{м}}^2, \tag{6.46}$$

де $m_{\text{н}}$ – кількість колін у меридіональному перерізі насосного колеса;
$c_{1\text{м}}$ – меридіональна складова швидкості, м/с;

$$k_9 = \xi \cdot \frac{m_{\text{н}} \cdot a_{1\text{н}}^2}{2\text{g}}. \tag{6.47}$$

Втрати в насосному колесі на витікання робочої рідини через зазор. Припустимо, що тиск робочої рідини при переході з насосного колеса до турбінного або до спрямовувального апарата становить p_2, тоді як при вході до насосного колеса робоча рідина має тиск p_1.

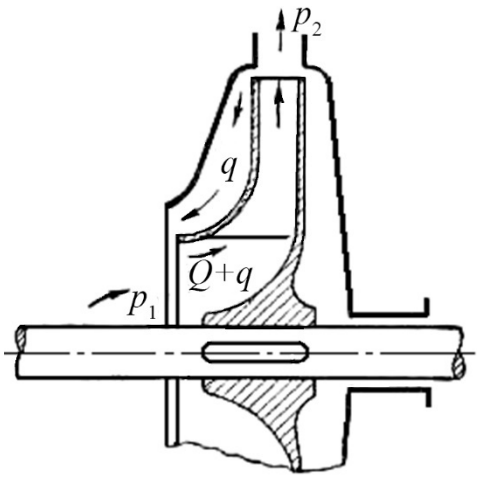


Рис. 6.2. Схема насосного колеса гідротрансформатора, яка пояснює визначення втрат робочої рідини на витікання:
Q – витрата насосного колеса;
q – витрата робочої рідини, яка перетікає з порожнини нагнітання до порожнини всмоктування;
p_1, p_2 – тиск у насосному колесі на вході й виході

Під дією тиску $p_2 - p_1$ частина рідини q (рис. 6.2) перетікає з порожнини нагнітання до порожнини всмоктування, не виконуючи роботи на робочих колесах гідротрансформатора, й тому величину q називають витіканням робочої рідини через зазор. При цьому витіканням є більш значним для насосних коліс з малою витратою робочої рідини. Оскільки в гідротрансформаторі робоча рідина нагнітається під тиском p_1, створюваним допоміжним насосом, який подає робочу рідину, то в гідротрансформаторі витікання складає меншу частку, ніж у відцентровому насосі. Однак і в гідротрансформаторі повинні бути лабіринтові ущільнення для зменшення витікання.

Величину витікання q можна визначити за формулою:

$$q = \mu \cdot F_3 \cdot \sqrt{2g \cdot H_3} = \mu \cdot \pi \cdot D_3 \cdot b_3 \cdot \sqrt{2g \cdot H_3}, \qquad (6.48)$$

де D_3 – діаметр, на якому розташований зазор;

b_3 – розмір радіального зазору у прямому зазорі довжиною l; величина зазору b_3 вибирається залежно від величини D_3;

$$b_3 = 0{,}8 \cdot \frac{D_3}{1000}; \qquad (6.49)$$

μ – коефіцієнт витрати через прямий зазор (рис. 6.3, *а*) довжиною l, величина якого у лабіринтових ущільненнях залежить від їх форми;

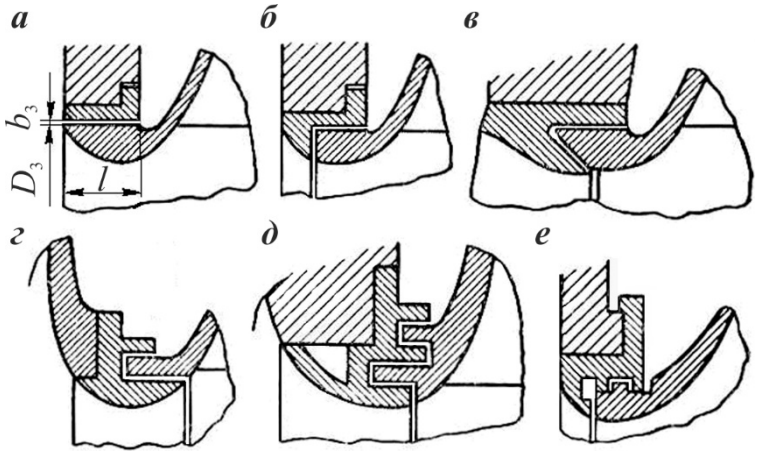


Рис. 6.3. Схеми ущільнень у насосному колесі

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot l}{2b_з}} + 1,5}; \tag{6.50}$$

$\lambda = 0,04$ – коефіцієнт опору;

$H_з$ – напір, під яким відбувається витікання;

$$H_з = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} - \frac{1}{4} \cdot \frac{u_{2н}^2 - u_з^2}{2g}, \tag{6.51}$$

де

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_{2н}^2 - u_{1н}^2}{2g} - \frac{\omega_{2н}^2 - \omega_{1н}^2}{2g}, \tag{6.52}$$

$u_з$ − обводова швидкість у зазорі;

$$u_з = \frac{\pi \cdot D_з \cdot n_н}{60}. \tag{6.53}$$

Наявність лабіринтового ущільнення дозволяє не уводити до рівняння балансу енергії насосного колеса втрат, пов’язаних з перетіканням робочої рідини з порожнини нагнітання до порожнини всмоктування.

Найбільш вживану форму лабіринтового ущільнення для гідротрансформатора зображено на рис. 6.4.

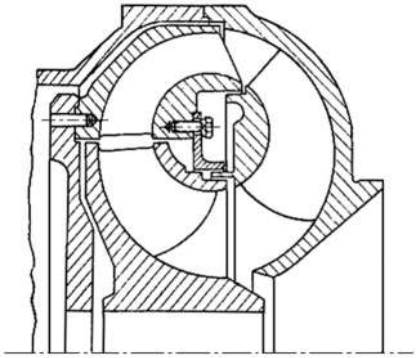


Рис. 6.4. Схема лабіринтового ущільнення в насосному колесі гідротрансформатора

Втрати на раптове звуження при вході до турбінного колеса $h_{зт}$ визначаються рівнянням:

$$h_{зт} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(c_{3т} - c_{2т}\right)^2}{2g} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(\chi_1 \cdot c_м - \chi \cdot c_м\right)^2}{2g} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(\chi_1 - \chi\right)^2}{2g} \cdot c_м^2 = k_{11} \cdot c_м^2, \quad (6.54)$$

де $$k_{11} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(\chi_1 - \chi\right)^2}{2g}.$$

Втрати на удар при вході до турбінного колеса. Виникнення цих втрат є наслідком відхилення режиму роботи турбінного колеса від розрахункового з-за невідповідності напряму відносної швидкості робочої рідини напряму вхідних кромок колеса.

Якщо реальна обводова швидкість турбінного колеса $u_{1т}$ зменшиться в порівнянні з величиною швидкості $u_{1тр}$ розрахункового режиму, то відносна швидкість на лопатці змінить напрям і величину з $\omega_{1т}$ на ω_1 (рис. 6.5, *а*). Внаслідок цього виникне втрата на удар, яка також виникає й при збільшенні частоти обертання колеса у порівнянні з розрахунковою.

Втрата на удар відбувається також при відхиленні в той чи інший бік витрати робочої рідини від тієї величини, яка відповідає розрахунковому режиму (рис. 6.5, *б* і *в*). при всіх змінах швидкість, втрачену на удар c_S, можна представити рівнянням:

$$c_s = c_{2uн2} - c_{1т} = u_{2н} - \frac{c_{1т}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} - u_{1т} + \frac{c_{3т}}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} =$$

$$= \left(u_{2н} - u_{1т}\right) + \left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}\right) \cdot c_т, \quad (6.55)$$

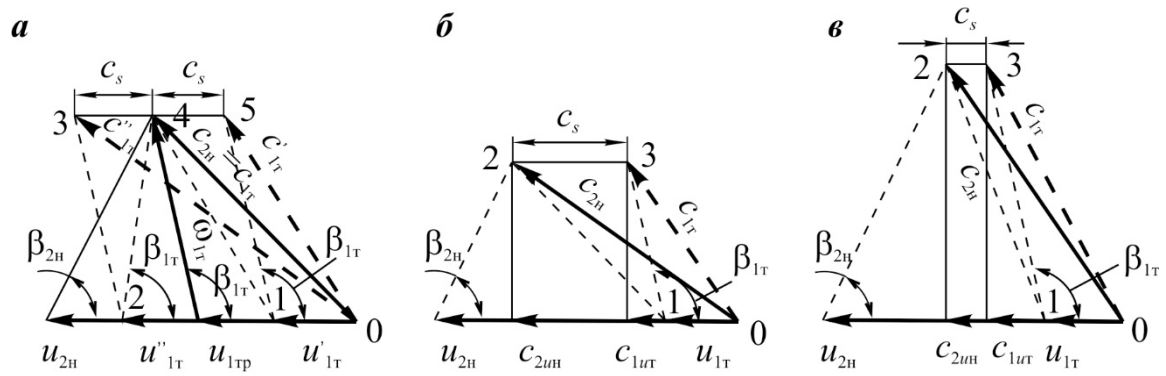


Рис. 6.5. Швидкісний трикутник входу до турбінного колеса (при ударі):
а – при постійній витраті, рівній розрахунковій; *б* – при зменшенні витрати; *в* – при збільшенні витрати

й тоді напір, що втрачається на удар $h_{\text{уд.т}}$, визначиться таким чином:

$$h_{\text{уд.т}} = \varphi \cdot \frac{c_s^2}{2g} = \frac{\varphi}{2g} \cdot \left[\left(u_{2н} - u_{1т}\right) + \left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}\right) \cdot c_т\right]^2 =$$

$$= k_{12} \cdot n_н^2 + k_{13} \cdot n_т^2 - k_{14} \cdot n_н \cdot n_т + k_{15} \cdot n_н \cdot c_т - k_{16} \cdot n_т \cdot c_т + k_{17} \cdot c_т^2, \quad (6.56)$$

де

$$k_{12} = \varphi \cdot \frac{D_{2н}}{2 \cdot 60^2}; \quad (6.57)$$

$$k_{13} = \frac{\varphi}{2 \cdot 60^2} \cdot D_{1т}^2; \quad (6.58)$$

$$k_{14} = \frac{\varphi}{60^2} \cdot D_{2н} \cdot D_{1т}; \quad (6.59)$$

$$k_{15} = \frac{\pi \cdot \varphi}{60g} \cdot D_{2н} \cdot \left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}\right); \quad (6.60)$$

$$k_{16} = \frac{\pi \cdot \varphi}{60g} \cdot D_{1т} \cdot \left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} \right); \qquad (6.61)$$

$$k_{17} = \frac{\varphi}{2g} \cdot \left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} \right). \qquad (6.62)$$

Втрати на тертя в міжлопаткових каналах турбінного колеса. Визначення цих втрат $h_{\text{тр.т}}$ виконується аналогічно визначенню цих втрат у насосному колесі за рівнянням

$$h_{\text{тр.т}} = \frac{\chi_1 \cdot l_т}{16g} \cdot \left(\frac{\lambda_{1т}}{\sin^2\beta_{1т} \cdot R_{1т}} + \frac{\lambda_{2т}}{\sin^2\beta_{2т} \cdot R_{2т}} \right) \cdot c_т^2 , \qquad (6.63)$$

де $l_т$ – довжина лопатки колеса, що вимірювана по середній лінії току;

$\beta_{1т}$, $\beta_{2т}$ – кути нахилу вхідних і вихідних кромок лопаток відповідно;

$R_{1т}$, $R_{2т}$ – гідравлічні радіуси вхідних і вихідних ділянок міжлопаткових каналів відповідно;

$\lambda_{1т}$, $\lambda_{2т}$ – коефіцієнти втрат вхідних і вихідних ділянок міжлопаткових каналів відповідно.

Рівняння (6.63) може бути виражене у вигляді:

$$h_{\text{тр.т}} = k_{18} \cdot c_т^2 , \qquad (6.64)$$

де

$$k_{18} = \frac{\chi_1 \cdot l_т}{16g} \cdot \left(\frac{\lambda_{1т}}{\sin^2\beta_{1т} R_{1т}} + \frac{\lambda_{2т}}{\sin^2\beta_{2т} \cdot R_т} \right). \qquad (6.65)$$

Втрати на скривлення міжлопаткових каналів турбінного колеса. Якщо відома кількість колін у меридіональному перерізі $m_т$, то ці втрати $h_{\text{и.т}}$ можна визначити за формулою:

$$h_{\text{и.т}} = \xi \cdot \frac{m_{\text{т}} \cdot \chi_1^1}{2g} \cdot c_{\text{т}}^2 = k_{19} \cdot c_{\text{т}}^2, \qquad (6.66)$$

де

$$k_{19} = \xi \cdot \frac{m_{\text{т}} \cdot \chi_1^2}{2g}. \qquad (6.67)$$

Втрати на раптове розширення при виході з турбінного колеса позначаються $h_{\text{р.т}}$ й визначаються за формулою:

$$h_{\text{р.т}} = \frac{\left(c_{3\text{т}} - c_{4\text{т}}\right)^2}{2g} = \frac{\left(\chi_1 - \chi_2\right)^2}{2g} \cdot c_{\text{т}}^2 = k_{20} \cdot c_{\text{т}}^2, \qquad (6.68)$$

де

$$k_{20} = \frac{\left(\chi_1 - \chi_2\right)^2}{2g}. \qquad (6.69)$$

Втрати на раптове звуження при вході до спрямовувального апарата позначаються $h_{\text{с.а}}$ й визначаються за формулою:

$$h_{\text{с.а}} = \varphi_1 \cdot \frac{\left(c_{4\text{т}} - c_{5\text{т}}\right)^2}{2g} = \frac{\varphi}{2g} \cdot \left(\chi_2 - \chi_3\right)^2 \cdot c_{\text{т}}^2 = k_{21} \cdot c_{\text{т}}^2, \qquad (6.70)$$

де

$$k_{21} = \frac{\varphi}{2g} \cdot \left(\chi_2 - \chi_3\right)^2. \qquad (6.71)$$

Втрати на удар при вході на лопатки спрямовувального апарата. При будь-якому відхиленні реального режиму роботи гідротрансформатора від розрахункового виникає невідповідність напряму абсолютної швидкості робочої рідини $c_{2\text{т}}$ напряму вхідних кромок лопаток спрямовувального апарата, як це видно зі швидкісних трикутників, зображених на рис. 6.6. З-за цієї невідповідності й виникають втрати на удар при вході робочої рідини на лопатки спрямовувального апарата.

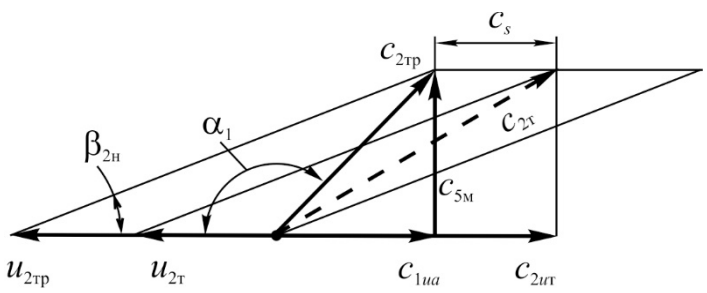


Рис. 6.6. Швидкісний трикутник при вході до спрямовувального апарата (при ударі)

Якщо турбінне колесо має розрахункову обводову швидкість $u_{2тр}$, то абсолютна швидкість робочої рідини $c_{2тр}$, яка їй відповідає, спрямована під кутом α_1, тобто входить до спрямовувального апарата за дотичною до лопатки. Якщо швидкість турбінного колеса зміниться й зменшиться з $u_{2тр}$ до $u_{2т}$, то робоча рідина буде потрапляти до спрямовувального апарата з абсолютною швидкістю $c_{2т}$, напрям якої відрізняється від напряму $c_{2тр}$, або, що теж саме, відрізняється від напряму дотичної до вхідної кромки лопатки спрямовувального апарата. У цьому випадку буде втрата на удар. Аналогічне явище виникне також при збільшенні чи зменшенні витрати робочої рідини в порівнянні з розрахунковою.

Втрачені на удар швидкість c_s і напір $h_{у.а}$ будуть відповідно визначатися рівняннями:

$$c_s = c_{2ит} - \frac{c_{5т}}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}} = u_{2т} - \frac{c_{4т}}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} - \frac{c_{5т}}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}} = u_{2т} - \left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} + \frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}}\right)\cdot c_т; \quad (6.72)$$

$$h_{у.а} = \varphi\cdot\frac{c_s^2}{2g} = \frac{\varphi}{2g}\cdot\left[u_{2т} - \left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} + \frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}}\right)\cdot c_т\right]^2 =$$

$$= k_{22}\cdot n_т^2 - k_{23}\cdot n_т\cdot c_т + k_{24}\cdot c_т^2, \quad (6.73)$$

де

$$k_{22} = \frac{\varphi\cdot D_{2т}^2}{2\cdot 60^2}; \quad (6.74)$$

$$k_{23} = \frac{\varphi\cdot\pi\cdot D_{2т}}{60g}\cdot\left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} + \frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}}\right); \quad (6.75)$$

$$k_{24} = \frac{\varphi}{2g} \cdot \left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2\mathrm{т}}} + \frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}} \right)^2 . \qquad (6.76)$$

Втрати напору робочої рідини на скривлення в міжлопатковому каналі спрямовувального апарата. При врахуванні лише кривизни в меридіональному перерізі колеса ці втрати $h_{\mathrm{и.а}}$ можна відобразити формулою:

$$h_{\mathrm{и.а}} = \xi \cdot \frac{m_{\mathrm{а}} \cdot \chi_3^2}{2g} \cdot c_{\mathrm{т}}^2 = k_{26} \cdot c_{\mathrm{т}}^2 , \qquad (6.77)$$

де $m_{\mathrm{а}}$ – кількість колін у меридіональному перерізі спрямовувального апарата;

$$k_{26} = \xi \cdot \frac{m_a \cdot \chi_3^2}{2g} . \qquad (6.78)$$

Втрати напору робочої рідини на раптове розширення каналу спрямовувального апарата. Ці втрати $h_{\mathrm{р.а}}$ можна визначити подібно до визначення таких же втрат при виході робочої рідини з турбінного колеса й виразити формулою:

$$h_{\mathrm{р.а}} = \frac{\left(c_{5\mathrm{т}} - c_{\mathrm{т}}\right)^2}{2g} = \frac{\left(\chi_3 - 1\right)^2}{2g} \cdot c_{\mathrm{т}}^2 = k_{27} \cdot c_{\mathrm{т}}^2 , \qquad (6.79)$$

де

$$k_{27} = \frac{\left(\chi_3 - 1\right)^2}{2g} . \qquad (6.80)$$

Втрати на тертя в міжлопаткових каналах спрямовувального апарата. Визначення цих втрат $h_{\mathrm{тр.а}}$ виконується також, як і для насосного й турбінного коліс. При цьому відносна швидкість робочої рідини в міжлопатковому каналі ω може бути виражена через величину $c_{\mathrm{т}}$ формулою:

$$\omega = \frac{c_{\mathrm{т}}}{\sin\alpha} . \qquad (6.81)$$

Прийнявши, що втрати на тертя каналу $h_{\text{тр.а}}$ є такими ж, як і в двох послідовно з'єднаних каналах, можна їх визначити за формулою:

$$h_{\text{тр.а}} = \frac{\chi_3 \cdot l_{\text{а}}}{16g} \cdot \left(\frac{\lambda_{1\text{а}}}{\sin^2 a_{1\text{а}} \cdot R_{1\text{а}}} + \frac{\lambda_{2\text{а}}}{\sin^2 a_{2\text{а}} R_{2\text{а}}} \right) \cdot c_{\text{т}}^2 = k_{25} \cdot c_{\text{т}}^2, \qquad (6.82)$$

де $l_{\text{а}}$ – довжина лопатки спрямовувального апарата по середній лінії току;

$a_{1\text{а}}$, $a_{2\text{а}}$ – кути нахилу вхідних і вихідних кромок лопаток спрямовувального апарата;

$R_{1\text{а}}$, $R_{2\text{а}}$ – гідравлічні радіуси міжлопаткового каналу спрямовувального апарата на вхідній і вихідній ділянках;

$\lambda_{1\text{а}}$, $\lambda_{2\text{а}}$ – коефіцієнти опору входу й виходу.

$$k_{25} = \frac{\chi_3 \cdot l_{\text{а}}}{16g} \cdot \left(\frac{\lambda_{1\text{а}}}{\sin^2 a_{1\text{а}} \cdot R_{1\text{а}}} + \frac{\lambda_{2\text{а}}}{\sin^2 a_{2\text{а}} R_{2\text{а}}} \right). \qquad (6.83)$$

Механічні втрати в гідротрансформаторі. Робота, пов'язана зі взаємодією лопаток робочих коліс гідротрансформатора з робочою рідиною, а також пов'язані з цим гідравлічні втрати, були розглянуті вище. Але крім гідравлічних втрат, у гідротрансформаторі є ще й механічні втрати, які поділяються на:

– втрати в підшипниках;

– втрати на тертя поверхонь робочих коліс, які обертаються, по робочій рідині, що заповнює нерухомий корпус гідротрансформатора (так звані дискові втрати).

Втрати в підшипниках і сальниках можуть бути легко враховані при конструюванні кожного зразка гідротрансформатора й тому тут їх розглядати недоцільно.

Дискові втрати суттєво залежать від геометричних форм гідротрансформатора. Для прикладу місця, у яких відбуваються дискові втрати в гідротрансформаторі І-го класу, зображені на рис. 6.7. На цьому рисунку ділянка *I* – це порожнина між ободом насосного колеса й охоплюючим ободом турбінного колеса. При обертанні насосного колеса на цій дільниці виникає момент опору поверхні, яка треться по робочій рідині. Цей момент передається турбінному колесу.

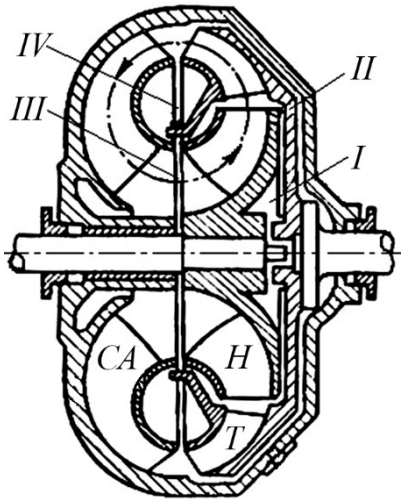


Рис. 6.7. Розміщення зон дискових втрат у гідротрансформаторі І-го класу:
H – насосне колесо; *T* – турбінне колесо; *CA* – спрямовувальний апарат; *I*, *II*, *III*, *IV* – зони, в яких відбуваються дискові втрати

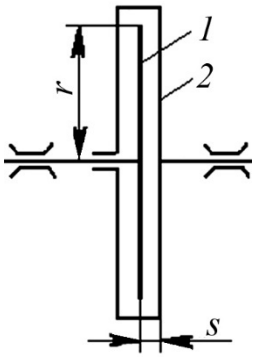


Рис. 6.8. Схема диска, який обертається в кожусі:
1 – диск; *2* – кожух; *r* – радіус диска; *s* – відстань диска, який обертається, від стінки кожуха

Таким чином, енергія насосного колеса передається турбінному колесу не тільки за допомогою робочої рідини, яка циркулює в міжлопаткових каналах, але й силами тертя робочої рідини на цій дільниці. Це явище представлене на схемі рис. 6.8, де диск *1* радіусом *r* розміщується в кожусі *2*, залитому робочою рідиною.

При обертанні диска *1* буде виникати момент опору $M_д$, що передається кожуху, який буде обертатися з деякою кількістю обертів n_2.

Величина $M_д$ для однієї сторони диска визначається рівнянням:

$$M_д = f_д \cdot \rho \cdot r^5 \cdot \omega^2, \qquad (6.84)$$

де ρ – густина робочої рідини, кг·с^2/м^4;

r – радіус диска, м;

ω – кутова швидкість с$^{-1}$;

$f_д$ – коефіцієнт тертя, який являється функцією числа Рейнольдса.

Число Re у даному випадку визначається за формулою:

$$\mathrm{Re} = \frac{R^2 \cdot \omega}{\nu}. \qquad (6.85)$$

Число Рейнольдса Re має критичне значення, яке дорівнює $2 \cdot 10^4$. Отже, при величині $\mathrm{Re} \le 2 \cdot 10^4$ має місце ламінарний потік і коефіцієнт тертя $f_д$ виглядатиме таким чином:

$$f_д = \frac{\pi \cdot r}{\mathrm{Re} \cdot s} + \mathrm{Re} \cdot \left(\frac{s}{r}\right)^3 \cdot \left[0{,}0146 + \left(\frac{s}{r}\right)^2 \cdot 0{,}1256\right], \qquad (6.86)$$

де s – відстань диска, який обертається, від стінки кожуха, м.

Для турбулентного режиму коефіцієнт тертя становить $f_д = 0{,}0465 \big/ \sqrt[5]{\mathrm{Re}}$, а при перехідному режимі $f_д = 1{,}334 \big/ \sqrt{\mathrm{Re}}$.

На ділянці *I*, яка розглядається (рис. 6.7), кутова швидкість ω, що входить до рівняння моменту опору, є відносною кутовою швидкістю; тому момент опору на цій дільниці визначається рівнянням:

$$M_д = f_д \cdot \rho \cdot r_{2н} \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot \left(n_н - n_т\right)^2. \qquad (6.87)$$

Величина цього моменту, яка виникає на насосному колесі, передається турбінному колесу й тому втрати енергії на цій дільниці визначатимуться тільки пробуксовкою насосного колеса відносно турбінного колеса, аналогічно гідромуфті.

На інших дільницях енергія, що витрачається на дискове тертя, буде втраченою з відповідним погіршенням к.к.д. гідротрансформатора.

На ділянці *III* (див. рис. 6.7) момент опору насосного колеса має вигляд:

$$M_{сн} = f_н \cdot \rho \cdot r_{2н}^5 \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot n_н^2, \qquad (6.88)$$

а на ділянках *II* і *IV* – вигляд

$$M_{\text{ст}} = f_{\text{т}} \cdot \rho \cdot r_{2\text{т}}^5 \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot n_{\text{т}}^2. \qquad (6.89)$$

У випадку великої ширини диска враховується також момент тертя циліндричної поверхні $M_{\text{ц}}$, який визначається за формулою:

$$M_{\text{ц}} = \frac{0,062}{\sqrt[4]{\text{Re}}} \cdot \rho \cdot b \cdot \omega^2 \cdot r^4, \qquad (6.90)$$

де b, r – ширина та радіус циліндричної поверхні відповідно, м;

ρ – густина робочої рідини, кг·с^2/м^4.

Явища, пов'язані з тертям поверхні по робочій рідині, у рівнянні балансу енергії гідротрансформатора не враховуються; вони враховуються при формуванні його характеристики.

Якщо підставити вирази напорів до основного рівняння балансу енергії (6.8) та угрупувати члени за спадаючим ступенем $c_{\text{м}}$, то вийде рівняння у вигляді:

$$A \cdot c_{\text{м}}^2 + B \cdot c_{\text{м}} + C = 0, \qquad (6.91)$$

де

$$A = \frac{1}{2g} \cdot \left[\frac{l_{\text{н}} \cdot a_{1\text{н}}}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1\text{н}}}{\sin^2 \beta_{1\text{н}} \cdot R_{1\text{н}}} + \frac{\lambda_{2\text{н}}}{\sin^2 \beta_{2\text{н}} \cdot R_{2\text{н}}} \right) + \right.$$

$$+ \frac{\chi_1 \cdot l_{\text{т}}}{8} \left(\frac{\lambda_{1\text{т}}}{\sin^2 \beta_{1\text{т}} \cdot R_{1\text{т}}} + \frac{\lambda_{2\text{т}}}{\sin^2 \beta_{2\text{т}} \cdot R_{2\text{т}}} \right) +$$

$$+ \frac{\chi_3 \cdot l_{\text{а}}}{8} \left(\frac{\lambda_{1\text{а}}}{\sin^2 \alpha_{1\text{а}} \cdot R_{1\text{а}}} + \frac{\lambda_{2\text{а}}}{\sin^2 \alpha_{2\text{а}} \cdot R_{2\text{а}}} \right) +$$

$$\left. + \varphi \cdot \left(\frac{\chi_3}{\text{tg}\alpha_{2\text{а}}} + \frac{\alpha_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta_{1\text{н}}} \right)^2 + \varphi \cdot \left(\frac{\chi_1}{\text{tg}\beta_{1\text{т}}} - \frac{\alpha_{1\text{н}}}{\text{tg}\beta''_{2\text{н}}} \right)^2 + \right.$$

$$+\varphi\cdot\left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2\text{т}}}+\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1\text{а}}}\right)^2+k_{\text{н}}+k_{\text{т}}+k_{\text{а}}+$$

$$+\varphi_1\cdot\left(a_{1\text{н}}-1\right)^2+\left(a_{1\text{н}}-\chi\right)^2+\varphi_1\cdot\left(\chi_1-\chi\right)^2+$$

$$+\left(\chi_1-\chi_2\right)^2+\varphi_1\cdot\left(\chi_2-\chi_3\right)^2+\left(\chi_3-1\right)^2\Big]. \quad (6.92)$$

При тонких лопатках останні шість членів у останньому рівнянні є вельми незначними (малими), тому ними можна знехтувати, й тоді рівняння для визначення величини коефіцієнта A виглядатиме таким чином:

$$A=\frac{1}{2g}\cdot\left[\frac{l_{\text{н}}\cdot a_{1\text{н}}}{8}\cdot\left(\frac{\lambda_{1\text{н}}}{\sin^2\beta_{1\text{н}}\cdot R_{1\text{н}}}+\frac{\lambda_{2\text{н}}}{\sin^2\beta_{2\text{н}}\cdot R_{2\text{н}}}\right)+\right.$$

$$+\frac{\chi_1\cdot l_{\text{т}}}{8}\left(\frac{\lambda_{1\text{т}}}{\sin^2\beta_{1\text{т}}\cdot R_{1\text{т}}}+\frac{\lambda_{2\text{т}}}{\sin^2\beta_{2\text{т}}\cdot R_{2\text{т}}}\right)+$$

$$+\frac{\chi_3\cdot l_{\text{а}}}{8}\left(\frac{\lambda_{1\text{а}}}{\sin^2\alpha_{1\text{а}}\cdot R_{1\text{а}}}+\frac{\lambda_{2\text{а}}}{\sin^2\alpha_{2\text{а}}\cdot R_{2\text{а}}}\right)+$$

$$+\varphi\cdot\left(\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{2\text{а}}}+\frac{\alpha_{1\text{н}}}{\mathrm{tg}\beta_{1\text{н}}}\right)^2+\varphi\cdot\left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1\text{т}}}-\frac{\alpha_{1\text{н}}}{\mathrm{tg}\beta''_{2\text{н}}}\right)^2+$$

$$\left.+\varphi\cdot\left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2\text{т}}}+\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1\text{а}}}\right)^2+k_{\text{н}}+k_{\text{т}}+k_{\text{а}}\right], \quad (6.93)$$

де

$$k_{\text{н}}=\xi\cdot m_{\text{н}}\cdot a_{1\text{н}}^2; \quad (6.94)$$

$$k_{\text{т}}=\xi\cdot m_{\text{т}}\cdot\chi_1^2; \quad (6.95)$$

$$k_{\text{а}}=\xi\cdot m_{\text{а}}\cdot\chi_3^2; \quad (6.96)$$

$$B = \frac{\pi}{60g} \cdot \left[\left(\frac{D_{2н} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} + \frac{D_{2а} \cdot \chi_3}{t\mathrm{g}\alpha_{2а}} + \frac{\varphi \cdot D_{2н} \cdot \chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} - \frac{\varphi \cdot D_{2н} \cdot \alpha_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} - \right.\right.$$

$$\left. - \frac{\varphi \cdot D_{1н} \cdot \chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{2а}} - \frac{\varphi \cdot D_{1н} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta_{1н}} \right) \cdot n_н + \left(\frac{D_{2т} \cdot \chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} - \frac{D_{2н} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}} - \frac{\varphi \cdot D_{1т} \cdot \chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} + \right.$$

$$\left. \left. + \frac{\varphi \cdot D_{1т} \cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta'_{2н}} - \frac{\varphi \cdot D_{2т} \cdot \chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} - \frac{\varphi \cdot D_{2т} \cdot \chi_2}{\mathrm{tg}\alpha_{1а}} \right) \cdot n_т \right]; \quad (6.97)$$

$$C = \frac{1}{60^2} \cdot \left[\left(0{,}5D^2_{1н} + 0{,}5D^2_{2н} \cdot \varphi - D^2_{2н} \right) \cdot n^2_н + \right.$$

$$\left. + \left(0{,}5\varphi \cdot D^2_{1т} + 0{,}5\varphi \cdot D^2_{2т} - D^2_{2т} \right) \cdot n^2_т + \left(D^2_{2н} - \varphi \cdot D_{2н} \cdot D_{1т} \right) \cdot n_н \cdot n_т \right]. \quad (6.98)$$

Як зазначалося вище, коефіцієнт φ залежить від багатьох факторів й тому його врахування в розрахунках поки є складним і маловивченим питанням. На цей час не проведено достатньої кількості експериментів з визначення його доцільної величини для рухомих і нерухомих лопаток робочих коліс і спрямовувального апарата гідротрансформатора. Деякі фахівці [6] рекомендують приймати φ = 0,6–0,8 при вході струменя робочої рідини з робочої сторони й φ = 1,2–1,4 при вході з неробочої сторони. Тому не буде значною помилкою, якщо у подальших розрахунках приймати величину φ = 1,0 й тоді коефіцієнти *A*, *B* і *C* рівняння балансу енергії отримають вигляд:

$$A = \frac{1}{2g} \left[\frac{l_н \cdot a_{1н}}{8} \left(\frac{\lambda_{1н}}{\sin^2\beta_{1н} \cdot R_{1н}} + \frac{\lambda_{2н}}{\sin^2\beta_{2н} \cdot R_{2н}} \right) + \right.$$

$$+ \frac{\chi_1 \cdot l_т}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1т}}{\sin^2\beta_{1т} \cdot R_{1т}} + \frac{\lambda_{2т}}{\sin^2\beta_{2т}} \right) +$$

$$\left. + \frac{\chi_3 \cdot l_а}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1а}}{\sin^2\alpha_{1а} \cdot R_{1а}} + \frac{\lambda_{2а}}{\sin^2\alpha_{2а} \cdot R_{2а}} \right) + \right.$$

$$+\left(\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{2a}}+\frac{\alpha_{1н}}{\mathrm{tg}\beta_{1н}}\right)^2+\left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}-\frac{\alpha_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}\right)^2+$$

$$+\left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}}+\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}}\right)^2+k_н+k_т+k_а\Bigg]; \quad (6.99)$$

$$B=\frac{\pi}{60g}\cdot\left[\left(\frac{D_{2н}\cdot\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}-\frac{D_{1н}\cdot a_{1н}}{\mathrm{tg}\beta_{1н}}\right)\cdot n_н-\left(\frac{D_{1т}\cdot\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}+\frac{D_{2т}\cdot\chi_2}{\mathrm{tg}\alpha_{1a}}\right)\cdot n_т\right]; \quad (6.100)$$

$$C=\frac{1}{2\cdot 60^2}\cdot\left[\left(D_{1н}^2-D_{2н}^2\right)\cdot n_н^2+\left(D_{1т}^2-D_{2т}^2\right)\cdot n_т^2\right]. \quad (6.101)$$

Для фіксації результатів розрахунку коефіцієнтів A, B і C рівняння балансу енергії гідротрансформатора зазвичай складається відомість за формою таблиці, до якої включаються всі необхідні величини для насосного, турбінного коліс та спрямовувального апарата, такі як: діаметри входу D_1 та виходу D_2, ширина колеса на вході b_1та на виході b_2, кут лопатки на вході β_1 або α_1 та на виході β_2 або α_2, $\sin^2\beta_1$ або $\sin^2\alpha_1$, $\sin^2\beta_2$ або $\sin^2\alpha_2$, $\mathrm{tg}\beta_1$ або $\mathrm{tg}\alpha_1$, $\mathrm{tg}\beta_2$ або $\mathrm{tg}\alpha_2$, довжина лопатки по середньому струменю, кількість лопаток, розрахункова вхідна меридіональна швидкість, швидкість робочої рідини по лопатці на вході ω_1 та по лопатці на виході ω_2, коефіцієнт стиснення на вході до насосного колеса $a_{1н}$, коефіцієнти швидкості χ_1, χ_2, χ_3, ширина колеса у меридіональному перерізі a, радіус закруглення колеса у меридіональному перерізі r, гідравлічний радіус каналу на вході R_1 та на виході R_2, коефіцієнт опору на вході λ_1 та на виході λ_2.

6.3. Параметричні характеристики балансу енергії у гідротрансформаторі II-го класу

Розгляд членів рівняння балансу енергії гідротрансформатора II-го класу виконується принципово таким же чином, як і

гідротрансформатора І-го класу. Тому рівняння меридіональної складової абсолютної швидкості в остаточному вигляді (при коефіцієнті $\varphi = 1$) можна написати, опустивши проміжні стадії розгляду цього питання. Отже

$$A_1 \cdot c_м^2 + B_1 \cdot c_м + C_1 = 0. \qquad (6.102)$$

У цьому рівнянні:

$$A_1 = \frac{1}{2g} \cdot \left[\frac{l_н}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1н}}{\sin^2 \beta_{1н} \cdot R_{1н}} + \frac{\lambda_{2н}}{\sin^2 \beta_{2н} \cdot R_{2н}} \right) + \right.$$

$$+ \frac{l_т}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1т}}{\sin^2 \beta_{1т} \cdot R_{1т}} + \frac{\lambda_{2т}}{\sin^2 \beta_{2т} \cdot R_{2т}} \right) +$$

$$+ \frac{l_а}{8} \cdot \left(\frac{\lambda_{1а}}{\sin^2 \alpha_{1а} \cdot R_{1а}} + \frac{\lambda_{2а}}{\sin^2 \alpha_{2а} \cdot R_{2а}} \right) + \left(\frac{1}{tg\beta_{2т}} - \frac{1}{tg\beta_{1н}} \right)^2 +$$

$$\left. + \left(\frac{1}{tg\beta_{2н}} + \frac{1}{tg\alpha_{1а}} \right)^2 + \left(\frac{1}{tg\alpha_{2а}} + \frac{1}{tg\beta_{1т}} \right)^2 + k_н + k_т + k_а \right], \qquad (6.103)$$

$$k_н = \xi \cdot m_н, \; k_т = \xi \cdot m_т, \quad k_а = \xi \cdot m_а;$$

$$B_1 = \frac{\pi}{60g} \cdot \left[\left(\frac{D_{2т}}{tg\beta_{1н}} - \frac{D_{1т}}{tg\beta_{1т}} \right) \cdot n_т - \left(\frac{D_{2н}}{tg\alpha_{1а}} + \frac{D_{1н}}{tg\beta_{1н}} \right) \cdot n_н \right]; \qquad (6.104)$$

$$C_1 = \frac{1}{2 \cdot 60^2} \cdot \left[\left(D_{1т}^2 - D_{1н}^2 \right) \cdot n_т^2 + \left(D_{1н}^2 - D_{2н}^2 \right) \cdot n_н^2 \right]. \qquad (6.105)$$

6.4. Параметричні характеристики балансу енергії у гідромуфті

З точки зору балансування енергії гідромуфта відрізняється від гідротрансформатора лише відсутністю спрямовувального апарата, й тому енергетичне рівняння гідромуфти принципово не відрізняється від тих же рівнянь гідротрансформаторів І-го й ІІ-го класів. Отже для розрахунків параметричних характеристик балансу енергії гідромуфти можна використати, наприклад, рівняння балансу енергії гідротрансформатора ІІ-го класу (6.102) з відповідною зміною в ньому параметрів, які відносяться до спрямовувального апарата:

$$A_2 \cdot c_{\text{м}}^2 + B_2 \cdot c_{\text{м}} + C_2 = 0. \qquad (6.106)$$

З урахуванням того, що для гідромуфти з плоскими радіальними лопатками $\beta_{1\text{н}} = \beta_{2\text{н}} = \beta_{1\text{т}} = \beta_{2\text{нт}} = 90°$ й гідравлічні радіуси на вході й виході з робочих коліс дорівнюють один одному, слід відповідно перетворити коефіцієнти A, B й C і отримати вираз для меридіональної швидкості $c_{\text{м}}$, м/с, тобто

$$c_{\text{м}} = \sqrt{\frac{1}{\dfrac{M_{\text{н}}}{4R_{\text{н}} \cdot \text{g}} + \dfrac{\xi \cdot m_{\text{н}}}{\text{g}}}} \times$$

$$\times \sqrt{(2-\varphi) \cdot \left(u_{2\text{н}}^2 + u_{2\text{т}}^2\right) + 2(1-\varphi) \cdot \left(u_{1\text{н}} \cdot u_{2\text{т}} + u_{1\text{т}} \cdot u_{2\text{н}}\right) - \varphi \cdot \left(u_{1\text{т}}^2 + u_{1\text{н}}^2\right)}, \qquad (6.107)$$

де $R_{\text{н}}$ – гідравлічний радіус насосного колеса;

$u_{1\text{н}}$, $u_{2\text{н}}$ – обводові швидкості при виході та вході до насосного колеса відповідно;

φ – коефіцієнт втрат при ударі.

Якщо прийняти φ=1, то (6.42) спроститься й отримає такий вигляд:

$$c_{\text{м}} = \frac{1}{2 \cdot 60} \cdot \sqrt{\frac{1}{k} \cdot \left(D_{2\text{н}}^2 - D_{1\text{н}}^2 \right) \cdot \left(n_{\text{н}}^2 - n_{\text{т}}^2 \right)}, \qquad (6.108)$$

де

$$k = \frac{l_{\text{н}} \cdot \lambda}{8 R_{\text{н}} \cdot \text{g}} + \frac{1}{2\text{g}} \cdot \xi \cdot m_{\text{н}}, \qquad (6.109)$$

де $l_{\text{н}}$ – довжина лопатки насосного колеса;

λ – коефіцієнт опору тертя.

Формула (6.108) відображує фізичний процес роботи гідромуфти, у якому при $D_{2\text{н}} = D_{1\text{н}}$ або $n_{\text{н}} = n_{\text{т}}$ циркуляції робочої рідини не відбувається і гідромуфта не працює. І ще одна особливість: як свідчить досвід використання гідромуфт, для них приймати величину коефіцієнта φ=1 для великих ковзань не можна.

Підраховані моменти за швидкістю $c_{\text{м}}$, яка визначається за формулою (6.108), значно розбігаються з отриманими дослідним шляхом моментами в області великих ковзань, тому що коефіцієнт φ залежить від ковзання або, як кажуть, від кута атаки. Отже, моменти, розраховані за допомогою формули (6.108) при загальмованому турбінному колесі, більш ніж удвічі менші, ніж дійсні моменти, отримані при випробуваннях.

Для тепловозної практики, коли передача працює на гідромуфті в межах нормального моменту дизеля, може бути використана формула (6.108).

Запитання до самоконтролю

1. *Між якими параметрами відображує зв'язок рівняння балансу енергії?*
2. *За яких причин у рівнянні балансу енергії враховується лише напір, створюваний робочими колесами?*
3. *Як впливають величини діаметрів насосного колеса на його напір?*
4. *Як впливають величини діаметрів турбінного колеса на його напір?*

5. *Аналіз впливу розмірних і швидкісних параметрів на величину втрати на тертя в міжлопаткових каналах робочих коліс.*
6. *Аналіз факторів, що спричиняють втрати у гідротрансформаторі.*
7. *Аналіз впливу розмірних і швидкісних параметрів на величину втрати на удар при вході до робочих коліс.*
8. *Аналіз впливу розмірних і швидкісних параметрів на величину втрати від раптового звуження каналу робочих коліс.*
9. *Аналіз впливу розмірних і швидкісних параметрів на величину втрати від раптове розширення на виході з робочих коліс.*
10. *Аналіз впливу розмірних і швидкісних параметрів на величину втрати від скривлення міжлопаткових каналів робочих коліс.*
11. *Аналіз механічних втрат в гідротрансформаторі.*

ГЛАВА 7

Формування характеристик гідротрансформаторів і гідромуфт

7.1. Характеристики гідротрансформаторів

Встановлені вище (у главі 6) залежності меридіональної швидкості робочої рідини $c_{\text{м}}$ від числа обертів насосного $n_{\text{н}}$ і турбінного $n_{\text{т}}$ коліс гідротрансформатора й від їх геометричних розмірів надають можливість визначити величину $c_{\text{м}}$ для будь-яких чисел обертів турбінного колеса, а отже, й визначити відповідні моменти, потужності, к.к.д. та інші параметри гідротрансформатора. За знайденими параметрами можна побудувати зовнішню та універсальну характеристики гідротрансформатора у вигляді залежностей відповідних обертальних моментів його коліс від числа їх обертів а також внутрішню, динамічну та комплексну характеристики гідротрансформатора. Побудовані характеристики нададуть можливість визначити умови ефективного використання дизеля тепловоза.

Гідротрансформатор тепловоза забезпечує постійну роботу дизеля незалежно від режиму роботи вторинного вала, тому доцільним буде характеристику гідротрансформатора (залежність моментів, потужностей на обох валах і к.к.д.) представляти у вигляді функції чисел обертів веденого вала при постійному числі обертів ведучого вала.

Момент насосного колеса $M_{\text{н}}$ і момент турбінного колеса $M_{\text{т}}$ для гідротрансформаторів, як було з'ясовано у главі 5, п. 5.1, визначаються:

– для гідротрансформатора І-го класу рівняннями (5.3) і (5.14), які у розгорнутому вигляді є такими:

$$M_{\text{н}} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \left(r_{2\text{н}} \cdot c_{2u\text{н}} - r_{1\text{н}} \cdot c_{1u\text{н}} \right) =$$

$$= \frac{\gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}}}{g} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta''_{2\text{н}}} \right) - r_{1\text{н}} \cdot \frac{\chi_3 \cdot c_{\text{м}}}{tg\alpha_{2\text{а}}} \right]; \quad (7.1)$$

$$M_{\text{т}} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \left(r_{1\text{т}} \cdot c_{1u\text{т}} - r_{2\text{т}} \cdot c_{2u\text{т}} \right) =$$

$$= \frac{\gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}}}{g} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta''_{2\text{н}}} \right) - r_{2\text{т}} \cdot \left(u_{2\text{т}} - \frac{\chi \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta_{2\text{т}}} \right) \right]; \quad (7.2)$$

– для гідротрансформатора II-го класу – подібно до гідротрансформатора I-го класу рівняннями:

$$M_{\text{н}} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \left(r_{2\text{н}} \cdot c_{2u\text{н}} - r_{1\text{н}} \cdot c_{2u\text{т}} \right) =$$

$$= \frac{\gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}}}{g} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta_{2\text{н}}} \right) - r_{1\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{т}} - \frac{\chi_1 \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta_{2\text{т}}} \right) \right]; \quad (7.3)$$

$$M_{\text{т}} = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \left(r_{1\text{т}} \cdot c_{1u\text{т}} - r_{2\text{т}} \cdot c_{2u\text{т}} \right) =$$

$$= \frac{\gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}}}{g} \cdot \left[r_{1\text{т}} \cdot \frac{c_{\text{м}}}{tg\alpha_{2a}} - r_{2\text{т}} \cdot \left(u_{2\text{т}} - \frac{\chi \cdot c_{\text{м}}}{tg\beta_{2\text{т}}} \right) \right]. \quad (7.4)$$

Усі умовні позначення в цих рівняннях відомі з розглянутих вище матеріалів.

З аналізу рівнянь (7.1–7.4) видно, що для розрахунку моментів $M_{\text{н}}$ і $M_{\text{т}}$ потрібно знати закон зміни меридіональної швидкості $c_{\text{м}}$ робочої рідини у вигляді функції числа обертів веденого вала $n_{\text{т}}$. Цей закон був установлений вище, на підставі рівнянь балансу енергії гідромуфти (гл. 6).

Для розрахунку характеристики гідротрансформатора потрібно скласти дві таблиці:

– таблицю, з даними, що описані наприкінці глави 7;

– таблицю результатів розрахунків швидкостей, моментів, потужностей і к.к.д. гідротрансформатора для різних величин $n_{\text{т}}$ (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

Результати розрахунку характеристики гідротрансформатора

Найменування величини	Позначення, одиниця виміру	Розрахункові величини для різних чисел обертів турбінного колеса $n_т$ при числі обертів насосного колеса $n_н = \text{const}$
Коефіцієнт удару	φ	
Коефіцієнти рівняння балансу енергії	A, с^2/м B, с C, м	
Розрахункова вхідна меридіональна швидкість	$c_м$, м/с	
Обводова швидкість насосного колеса: – на вході – на виході	 $u_{1н}$, м/с $u_{2н}$, м/с	
Обводова швидкість турбінного колеса: – на вході – на виході	 $u_{1т}$, м/с $u_{2т}$, м/с	
Момент: – насосного колеса – турбінного колеса – що передається диском тертя – опору диска тертя насосного колеса – опору диска тертя турбінного колеса – на ведучому валі – на веденому валі	 $M_н$, Н·м $M_т$, Н·м $M_д$, Н·м $M_{сн}$, Н·м $M_{ст}$, Н·м M_1, Н·м M_2, Н·м	
Потужність: – на ведучому валі – на веденому валі	 N_1, кВт N_2, кВт	
К.к.д. гідротрансформатора	$\eta_{гтр}$	

За даними цих двох таблиць будується характеристика гідротрансформатора через розрахунок окремих величин, що входять до цих таблиць.

При визначенні основних розмірів гідротрансформатора уточняється коло циркуляції робочої рідини, ескіз якого зображений на рис. 7.1. Оскільки довжини лопаток невеликі, то замість довжини по середньому струменю приймається її проекція за ескізом. За ескізом також визначаються ширина та радіус закруглення коліс у меридіональному перерізі.

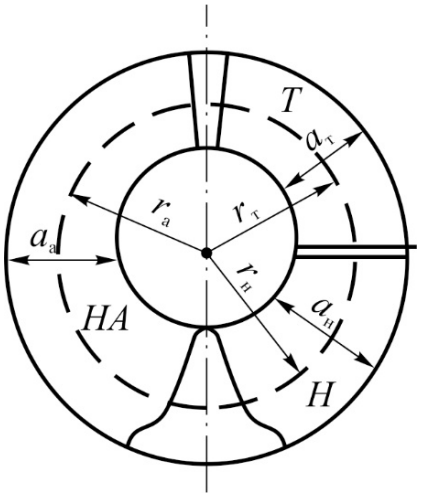


Рис. 7.1. Ескіз кола циркуляції: $a_н$, $a_т$, $a_а$ – середня ширина каналів насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата; $r_н$, $r_т$, $r_а$ – радіуси скривлення каналів насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата

Коефіцієнти опору λ визначаються при турбулентному режимі за формулою Блазіуса

$$\lambda = 0{,}3164\ \mathrm{Re}^{-0{,}25}, \qquad (7.5)$$

де Re – число Рейнольдса ($2320 < \mathrm{Re} < 10^5$).

Кінематичний коефіцієнт в'язкості ν_t, см^2/с, визначається для обраної робочої рідини (в основному мінеральних масел з коефіцієнтом умовної в'язкості ВУ$^o \le 6^o$) в'язкістю при температурі t, яка допускається в гідротрансформаторі в межах 30…150 ^{o}C, за графіком рис. 7.2 або за формулою:

$$\nu_t = \nu_{50} \cdot \left(\frac{50}{t} \right)^n, \qquad (7.6)$$

де 50 – температура, при якій доцільно виконувати виміри, ^{o}C.

Показник степені n визначається залежно від умовної в'язкості:

при ВУ^o =	1,2	1,5	1,8	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
n =	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	2,13	2,24	2,32,

але ж слід мати на увазі, що в'язкість робочої рідини залежить ще й від тиску.

Відносна швидкість ω визначається за формулою:

$$\omega = \frac{c_м}{\sin\beta}, \qquad (7.7)$$

де $c_м$, м/с, – див. табл. 7.1.

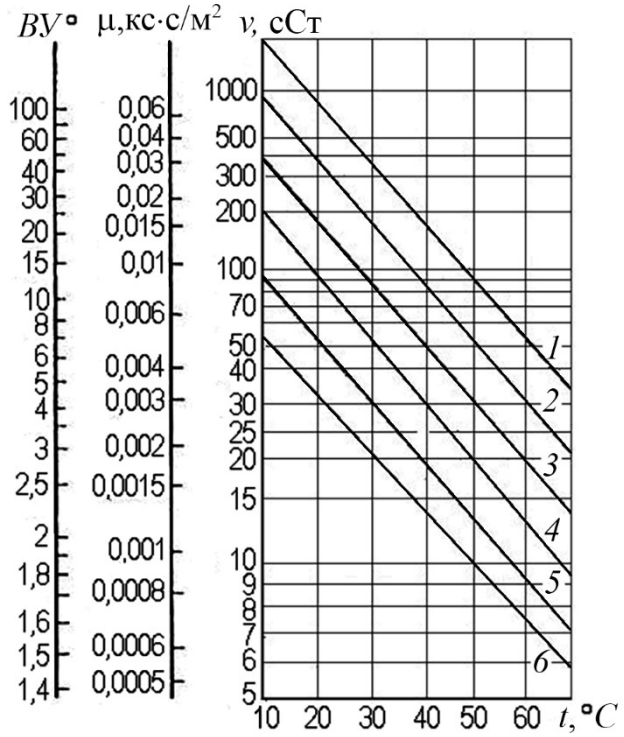


Рис. 7.2. Графік залежності в'язкості масел від температури:
1 – циліндрове масло 2; *2* – машинне масло 45; *3* – машинне масло 30; *4* – турбінне масло 22 й веретенне 20; *5* – веретенне масло 12; *6* – трансформаторне масло

Величина $c_м$ залежить від числа обертів $n_т$, однак зміна величини $c_м$ суттєво не впливає на величину коефіцієнта опору λ, тому можна користуватися розрахунковою величиною $c_м$.

Слід нагадати, що під гідравлічним радіусом R розуміється приблизне відношення площі живого потоку робочої рідини F до змоченого периметра U, тобто

$$R = \frac{F}{U}. \qquad (7.8)$$

Для більш точного визначення величини R слід провести наступні розрахунки.

На підставі зображеного на рис. 7.3 перерізу міжлопаткового каналу, взятого за середньою лінією току, можна за наступною формулою визначити площу цього перерізу F, см^2, яка, зрозуміло, дорівнює площі живого потоку робочої рідини

$$F = c \cdot b, \qquad (7.9)$$

де c – відстань між лопатками, см;

b – ширина міжлопаткового каналу, см.

Змочений периметр U дорівнює:

$$U = 2 \cdot (c + b). \qquad (7.10)$$

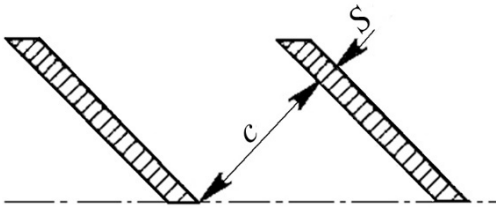


Рис. 7.3. Схема перерізу міжлопаткового каналу

За ескізом кола циркуляції визначається крок лопаті t

$$t = \frac{\pi \cdot D}{z}, \qquad (7.11)$$

де D – діаметр кола циркуляції;

z – кількість лопаток у колі циркуляції.

Товщина лопатки за кроком σ при товщині лопатки S буде

$$\sigma = \frac{S}{\sin\beta}, \qquad (7.12)$$

де β – кут лопатки, °.

Ширина міжлопаткового простору c (рис. 7.3) визначається таким чином:

$$c = (t - \sigma) \cdot \sin\beta. \qquad (7.13)$$

На підставі проведених вище розрахунків величину гідравлічного радіуса можна визначити більш точно за формулою:

$$R = \frac{b \cdot c}{2 \cdot (b + c)} = \frac{b \cdot (t - \sigma) \cdot \sin\beta}{2 \cdot \left[b + (t - \sigma) \cdot \sin\beta \right]}. \qquad (7.14)$$

Геометричні розміри, розраховані величини, а також параметри $a_{1н}$, χ_1, χ_2, χ_3, які були знайдені при визначенні геометричних розмірів коліс гідротрансформатора, заносяться до відомості.

Для розрахунку коефіцієнтів A, B і C рівняння балансу енергії, необхідно мати ще й величину коефіцієнта удару φ. Як було зазначено вище, цей коефіцієнт залежить від профілю лопатки, а також від кута атаки, тобто від кута набігання потоку робочої рідини на лопатку.

Оскільки поки ще відсутні достатньо достовірні дані для визначення величини φ, можна вважати за доцільне приймати φ = 1. Досліди, проведені іноземними фахівцями-науковцями ще всередині минулого століття [4–6], свідчать про доцільність такого припущення, врахування якого надає можливість розрахувати коефіцієнти *A*, *B* і *C*, використавши методику, наведену в главі 6. Розрахувавши коефіцієнти *A*, *B* і *C*, можна знайти значення вхідної меридіональної швидкості $c_{\text{м}}$, використавши для цього рівняння наведені у гл. 6.

У процесі подальшого формування характеристик гідротрансформатора визначаються обводові швидкості його робочих коліс $u_{1\text{н}}$, $u_{2\text{н}}$, $u_{1\text{т}}$ і $u_{2\text{т}}$, а після цього – моменти насосного й турбінного коліс $M_{\text{н}}$ і $M_{\text{т}}$.

Вище було зазначено, що енергія на первинному валі передається не тільки за допомогою циркулюючої через міжлопаткові канали робочої рідини, але й за рахунок захоплення турбінного колеса робочою рідиною насосного внаслідок рідинного тертя поверхонь, які обертаються. При цьому відповідним місцем рідинного тертя буде поверхня насосного колеса яка охоплює або охоплюється поверхнею турбінного колеса. Момент, який за цей рахунок передається, визначається рівнянням (6.84) (глава 6, п. 6.4).

Крім цього, в гідротрансформаторі має місце тертя поверхонь, що обертаються, по робочій рідині, яке спричиняє дискові втрати. Ділянці, в яких виникають дискові втрати, зображені на рис. 6.7 (глава 6, п. 6.4).

Момент навантаження дизеля тепловоза за рахунок дискових втрат $M_{\text{сн}}$, визначається як момент опору насосного колеса за рівнянням (6.97) (глава 6, п. 6.4), а момент опору, який гальмує турбінне колесо $M_{\text{ст}}$ – як момент опору турбінного колеса за рівнянням (6.98) (глава 6, п. 6.4). Таким чином, повний момент навантаження дизеля без урахування опорів у підшипниках і сальниках M_1 матиме вигляд, як рівняння:

$$M_1 = M_{\text{н}} + M_{\text{д}} + M_{\text{ст}}, \tag{7.15}$$

а момент, який може бути знятий з веденого вала без урахування опорів у підшипниках і сальниках M_2 – як таке рівняння:

$$M_2 = M_{\text{т}} + M_{\text{д}} - M_{\text{ст}}. \tag{7.16}$$

Потужності на ведучому й веденому валах N_1 і N_2, кВт, відповідно визначаються з наступних рівнянь:

$$N_1 = 10^{-3} M_1 \cdot \omega_1; \tag{7.17}$$

$$N_2 = 10^{-3} M_2 \cdot \omega_2. \tag{7.18}$$

Розрахунок завершується визначенням к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{\text{гтр}}$ у вигляді відношень:

$$\eta_{\text{гтр}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot n_{\text{т}}}{M_1 \cdot n_{\text{н}}}. \tag{7.19}$$

Результати обчислень заносяться до табл. 7.1 і на їх основі будується зовнішня характеристика гідротрансформатора рис. 7.4.

Універсальна характеристика гідротрансформатора (графік, на якому позначені моменти M_1 для різних кількостей обертів насосного колеса $n_{\text{н}}$ – рис. 7.5) отримується шляхом перерахунку проектувальником гідротрансформатора відповідних параметрів його зовнішньої характеристики, який виконується наступним способом. Припускається, що на зовнішній характеристиці гідротрансформатора є точка A (рис. 7.6), у якій момент турбінного колеса буде $M_{\text{т1}}$ при кількості обертів насосного колеса $n_{\text{н1}}$. Якщо змінити кількість обертів насосного колеса й зробити її рівною $n_{\text{н2}}$ (причому $n_{\text{н2}} < n_{\text{н1}}$), то момент зміниться пропорційно до відношення квадратів кількостей обертів.

Момент турбінного колеса $M_{\text{т2}}$ при кількості обертів насосного колеса $n_{\text{н2}}$ дорівнює

$$M_{\text{т2}} = M_{\text{т1}} \cdot \left(\frac{n_{\text{н2}}}{n_{\text{н1}}} \right)^2. \tag{7.20}$$

Оскільки момент турбінного колеса $M_{\text{т1}}$ був узятий при числі його обертів $n_{\text{т1}}$, то число обертів турбінного колеса $n_{\text{т2}}$, при якому момент дорівнюватиме $M_{\text{т2}}$, можна визначити зі співвідношення:

$$\frac{n_{\text{н1}}}{n_{\text{т1}}} = \frac{n_{\text{н2}}}{n_{\text{т2}}}, \tag{7.21}$$

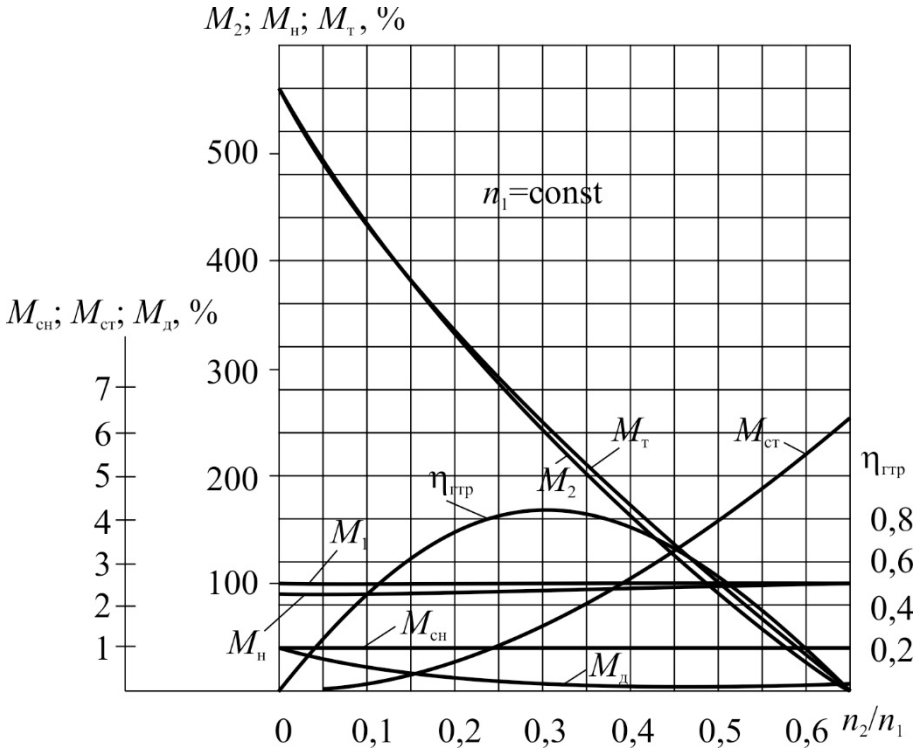


Рис. 7.4. Зовнішня характеристика гідротрансформатора:
M_1 і M_2 – моменти на ведучому й веденому валах відповідно; $M_д$, $M_{сн}$ і $M_{ст}$ – моменти опору диска, насосного й турбінного коліс відповідно; n_1 і n_2 – кількості обертів ведучого й веденого валів відповідно; $\eta_{гтр}$ – к.к.д гідротрансформатора

звідки

$$n_{т2} = n_{т1} \cdot \frac{n_{н2}}{n_{н1}}. \qquad (7.22)$$

Таким же чином виконується розрахунок і побудова всіх інших точок кривої $M_{т2}$ на графіку рис. 7.6.

Якщо на універсальній характеристиці гідротрансформатора є крива моменту насосного колеса $M_{н1}$ при кількості його обертів $n_{н1}$, то криву моменту насосного колеса $M_{н2}$ при кількості його обертів $n_{н2}$ можна розрахувати й побудувати на основі наступного співвідношення:

$$\frac{M_{н2}}{M_{н1}} = \left(\frac{n_{н2}}{n_{н1}}\right)^2, \qquad (7.23)$$

перетворивши його на формулу:

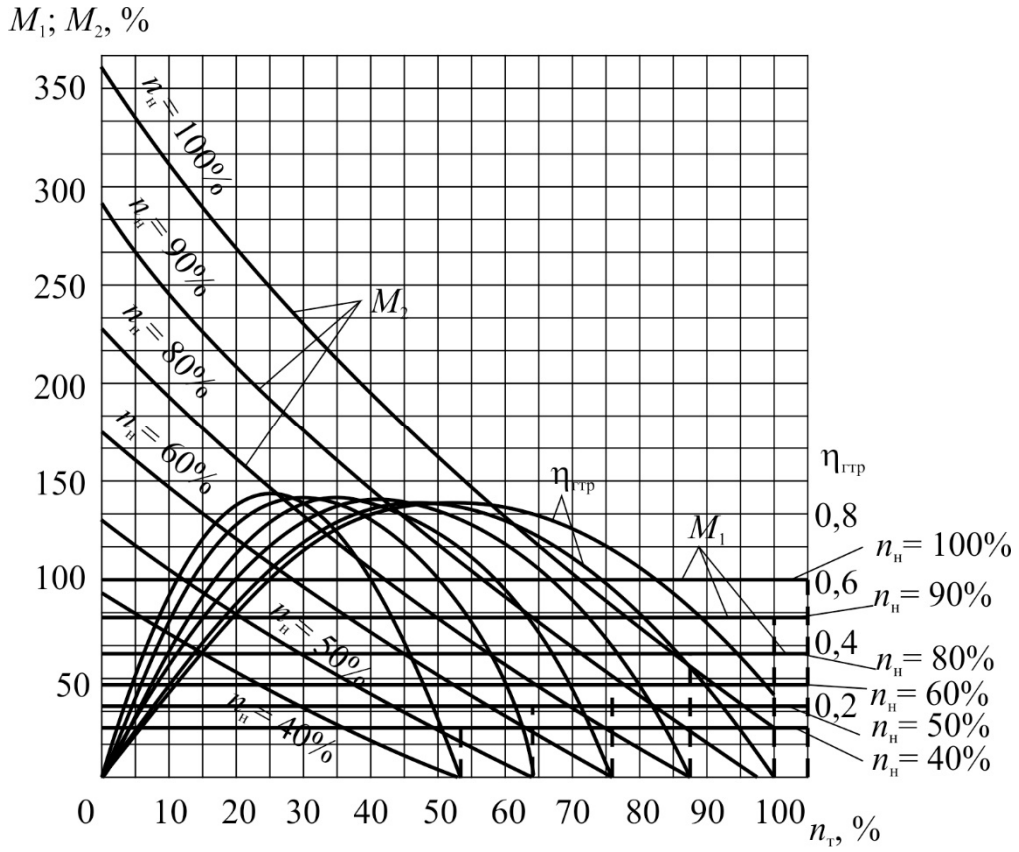


Рис. 7.5. Універсальна характеристика гідротрансформатора:
M_1 і M_2 – моменти ведучого й веденого валів відповідно; $n_н$ і $n_т$ – кількості обертів насосного й турбінного коліс відповідно

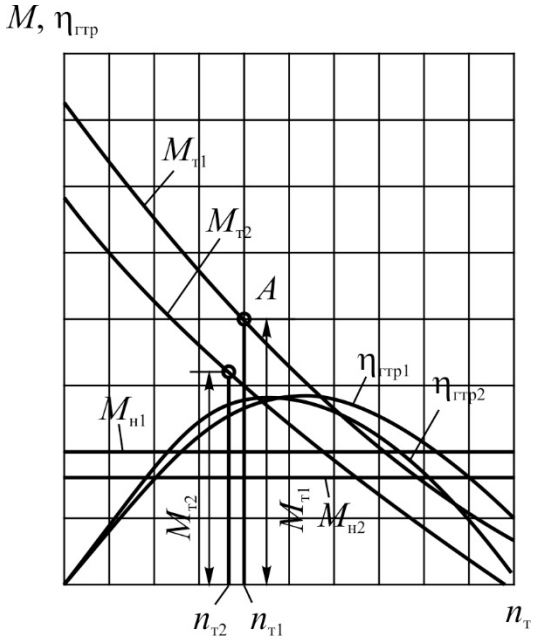


Рис. 7.6. Схема побудови універсальної характеристики гідротрансформатора:
$M_{т1}$ і $M_{т2}$ – моменти турбінного колеса при кількостях обертів насосного колеса $n_{н1}$ = const і $n_{н2}$ = const відповідно; $M_{н1}$ і $M_{н2}$ – моменти насосного колеса при кількостях його обертів $n_{н1}$ і $n_{н2}$ відповідно; $\eta_{гтр1}$ і $\eta_{гтр2}$ – к.к.д. гідротрансформатора при кількостях обертів насосного колеса $n_{н1}$ і $n_{н2}$ відповідно

$$M_{н2} = M_{н1} \cdot \left(\frac{n_{н2}}{n_{н1}} \right)^2 . \qquad (7.24)$$

На завершення для кожної кількості обертів турбінного колеса $n_т$ розраховується к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{гтр}$

$$\eta_{гтр} = \frac{M_т \cdot n_т}{M_н \cdot n_н} . \qquad (7.25)$$

Коли вище, у главі 5, розглядалися методи розрахунку лопаткових систем гідротрансформатора, то приймалося, що певне навантаження передається при оптимальному співвідношенні швидкостей обертання його насосного й турбінного коліс, тобто при найвищому значенні к.к.д. Але практика свідчить, що фактично при експлуатації гідравлічних апаратів умови оптимального режиму дотримуються далеко не завжди.

Так, наприклад, навантаження та співвідношення швидкостей обертання робочих коліс гідротрансформаторів і гідромуфт, які працюють у гідропередачі тепловоза, змінюються в широких межах внаслідок змін його сили тяги й швидкості руху. Тому для об'єктивної оцінки робочих якостей та ефективності гідроапаратів, які розглядаються, необхідно знати та вміти визначати параметри їх роботи при будь-якому режимі експлуатації. Рішення такої задачі зводиться до розрахунку й побудови, крім розглянутих вище, таких характеристик, які дозволяють комплексно визначати для будь-якого режиму експлуатації такі параметри:

– теоретичний напір H_t, створюваний насосним колесом, залежно від секундної витрати робочої рідини Q в колі циркуляції гідроапарата;

– напір $H_т$ корисно опрацьовуваний турбінним колесом;

– сумарну величину втрат енергії (напору) $\sum h_{оп}$ від гідравлічних і механічних опорів;

– потужність $N_н$, яка витрачається на обертання насосного колеса;

– потужність $N_т$, яка реалізується на турбінному колесі;

– обертальні моменти насосного й турбінного коліс $M_н$ і $M_т$ відповідно;

– гідравлічний к.к.д. гідротрансформатора й гідромуфти $\eta_{гтр}$ й $\eta_{гм}$ відповідно.

Перші три параметри визначають внутрішню, а інші – динамічну характеристику гідротрансформатора.

Внутрішня характеристика графічно показує зміну напору робочої рідини та гідравлічних опорів $\sum h$ у лопаткових системах гідротрансформатора залежно від зміни секундної витрати робочої рідини, а динамічна характеристика – зміну моментів $M_н$ і $M_т$, а також гідравлічного к.к.д. гідротрансформатора залежно від зміни відношення швидкостей обертання насосного й турбінного коліс $n_т/n_н$.

Наприклад, для одноступеневого гідротрансформатора І-го класу розрахунок і побудова внутрішньої та динамічної характеристик виконуються таким чином.

Розрахунок і побудова теоретичної характеристики насосного колеса $H_t = f(Q)$ виконується за рівняннями (5.32), (5.40) і (5.41) і за рис. 5.8, а теоретична характеристика турбінного колеса $H_т = f_1(Q)$ – на основі рівняння (5.12) і діаграми швидкостей робочої рідини рис. 5.1 (глава 5, п. 5.1). З даної діаграми й рівнянь (5.67) і (5.68) (глава 5, п. 5.2) можна встановити, що

$$c_{1ит} = u_{1т} - \frac{c_{1мт}}{\mathrm{tg}\beta_{1т}} = u_{1т} - \frac{Q}{f_{1т} \cdot \mathrm{tg}\beta_{1т}} \tag{7.26}$$

і

$$c_{2ит} = u_{2т} - \frac{c_{2мт}}{\mathrm{tg}\beta_{2т}} = u_{2т} - \frac{Q}{f_{2т} \cdot \mathrm{tg}\beta_{2т}} \tag{7.27}$$

Якщо підставити отримані величини $c_{1ит}$ і $c_{2ит}$ до рівняння (5.12) (глава 5, п.5.1), то це рівняння отримає такий вигляд:

$$H_т = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{u_{2т}}{f_{2т} \cdot \mathrm{tg}\beta_{2т}} - \frac{u_{1т}}{f_{1т} \cdot \mathrm{tg}\beta_{1т}} \right) \cdot Q + \frac{u_{1т}^2 - u_{2т}^2}{g}, \tag{7.28}$$

який показує, що теоретична характеристика турбінного колеса $H_т = f_1(Q)$ зображується прямою лінією.

Якщо прийняти величини $u_{1т}$ і $u_{2т}$, які визначають обводові швидкості турбінного колеса при $Q=0$ і $Q=Q_A$ – (див. рівняння (5.40) і (5.41) глава 5, п. 5.2), а також $n_т = n_н \cdot i$, то можна побудувати комплексну характеристику гідротрансформатора (рис. 7.7), де лінії *2* відображують теоретичні характеристики турбінного колеса для різних передаточних відношень гідротрансформатора i або, що те ж саме, для різних чисел обертів турбінного колеса, а лінія *1* – теоретичну характеристику насосного колеса.

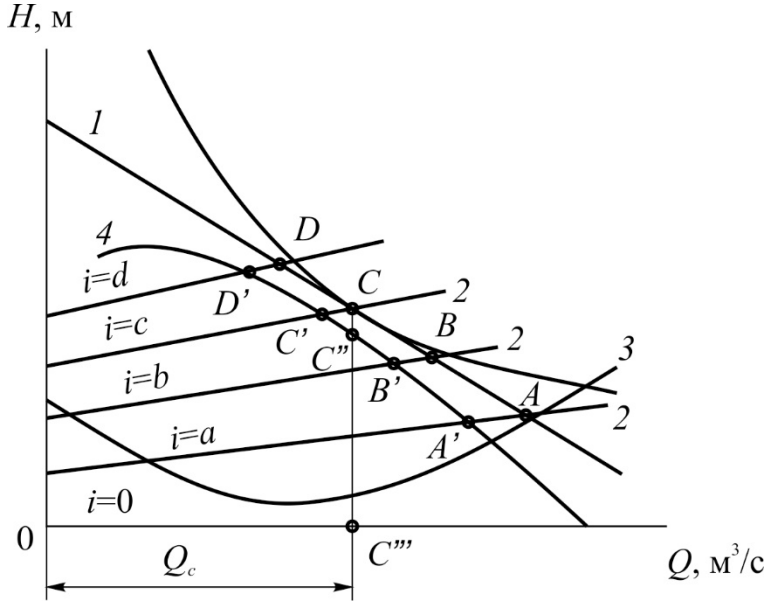


Рис. 7.7. Комплексна характеристика гідротрансформатора:

H – напір робочої рідини; Q – секундна витрата робочої рідини; Q_c – витрата робочої рідини при заданому режимі роботи; *1* – крива теоретичної характеристики насосного колеса; *2* – крива теоретичної характеристики турбінного колеса для різних передаточних відношень гідротрансформатора; *3* – крива втрат напору в колі циркуляції робочої рідини; *4* – крива, яка характеризує напір, корисно використовуваний турбінним колесом

Точки *A*, *B*, *C* і *D* визначають ідеальні режими сумісної роботи насосного й турбінного коліс за відсутності гідравлічних і механічних втрат. Діаграма свідчить, що зі зниженням швидкості обертання турбінного колеса, що спричиняється підвищенням його навантаження, витрата робочої рідини в колі циркуляції підвищується, а напір знижується. З підвищенням швидкості обертання турбінного колеса витрата робочої рідини в колі циркуляції знижується, а напір підвищується.

Гідравлічні й механічні втрати понижують напір, який корисно використовується турбінним колесом. При цьому величини втрат, як відомо, залежать в основному від двох факторів: від величини відносної швидкості робочої рідини ω та від її зміни. У свою чергу, відносна швидкість залежить від величини секундної витрати робочої рідини Q в колі циркуляції. Тому втрати енергії (напору) кожного виду окремо та їх сума $\sum h_{\text{уд}}$, як це видно з матеріалів глави 6, залежить від абсолютних швидкостей робочої рідини c_i та квадрата її секундної витрати Q^2. При цьому сума втрат може бути відображена формулою:

$$\sum h_{\text{о}} = \kappa \cdot Q^2 . \qquad (7.29)$$

Втрати напору від удару при вході робочої рідини на лопатці насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата та сума цих втрат $\sum h_{\text{уд}}$ залежать від витрати робочої рідини в колі циркуляції та від величини втраченої при ударі швидкості.

Суму всіх втрат напору в колі циркуляції $\sum h$ для різних значень Q зображено на рис. 7.7 кривою *3*. Віднімаючи її ординати з ординат лінії *1*, можна отримати криву *4*, яка характеризує напір $H_{\text{т}}$, корисно використовуваний турбінним колесом. Сукупність ліній *1*, *2*, *3* й *4* створює внутрішню характеристику гідротрансформатора. Її залежності $H_t = f(Q)$, $H_{\text{т}} = f(Q, i)$, $\sum h = f(Q)$ дозволяють знаходити вихідні дані для будь-якого режиму роботи, який визначається параметрами Q і i. Наприклад, при $i = c$, $Q = Q_c$ (абсциса OC''') напір H_t, створюваний насосним колесом, представляє ордината CC''', а напір $H_{\text{т}}$, корисно використовуваний турбінним колесом, відображує ордината $C''C'''$. Гідравлічний к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{\text{гтр}}$ у цьому випадку буде

$$\eta_{\text{гтр}} = \frac{H_{\text{т}}}{H_t} . \qquad (7.30)$$

Визначені величини являються вихідними для розрахунку й побудови динамічної характеристики гідротрансформатора.

Далі виконуються обчислення для різних значень i і Q та на їх основі визначаються:

– потужність насосного колеса, кВт,

$$N_{\text{н}} = 10^{-3} \gamma \cdot Q \cdot H_t; \tag{7.31}$$

– потужність турбінного колеса, кВт,

$$N_{\text{т}} = 10^{-3} \gamma \cdot Q \cdot H_{\text{т}}; \tag{7.32}$$

– обертальний момент насосного колеса, кН·м,

$$M_{\text{н}} = \frac{9,55 \cdot N_{\text{н}}}{n_{\text{н}}}; \tag{7.33}$$

– обертальний момент турбінного колеса, кН·м,

$$M_{\text{т}} = \frac{9,55 \cdot N_{\text{т}}}{n_{\text{т}}}; \tag{7.34}$$

– величини коефіцієнта трансформації моменту

$$K = \frac{M_{\text{т}}}{M_{\text{н}}} = \eta_{\text{гтр}} \cdot i \cdot \tag{7.35}$$

Залежності

$$M_{\text{н}} = \varphi(i); \tag{7.36}$$

$$M_{\text{т}} = \varphi_1(i); \tag{7.37}$$

$$K = \varphi_3(i); \tag{7.38}$$

$$\eta_{\text{гтр}} = \varphi_4(i) \tag{7.39}$$

можна представити у вигляді графіків, подібних до зображених на рис. 4.21, які в сукупності складають динамічну характеристику гідротрансформатора.

7.2. Характеристики гідромуфт

Для гідромуфт розраховуються та будуються такі характеристики: універсальна, тягова, внутрішня й динамічна.

Універсальна характеристика відображує моменти для різних чисел обертів насосного колеса гідромуфти. Момент насосного колеса гідромуфти $M_{\text{н}}$, який передається її турбінному колесу, визначається за рівнянням:

$$M_{\text{н}} = \frac{\gamma \cdot Q}{\text{g}}\left(r_{2\text{н}} \cdot u_{2\text{н}} - r_{1\text{н}} \cdot u_{2\text{т}}\right) = \frac{\gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}}}{\text{g}}\left(r_{2\text{н}} \cdot u_{2\text{н}} - r_{1\text{н}} \cdot u_{2\text{т}}\right). \quad (7.40)$$

Як видно з цього виразу моменту, для його визначення необхідне знання залежності швидкості циркуляції робочої рідини $c_{\text{м}}$ від числа обертів турбінного колеса $n_{\text{т}}$. Ця залежність була встановлена вище за рівняннями (6.107) і (6.108) (глава 6).

Можна було б визначити швидкість циркуляції лише за однією формулою (6.108), розрахувати моменти й побудувати універсальну характеристику, але, як неодноразово зазначалося вище, враховуючи неспівпадіння розрахунку з дослідом при суттєвих проковзуваннях робочих коліс гідромуфти та ту обставину, що в тепловозних гідропередачах застосовуються гідромуфти з плоскими лопатками робочих коліс, доцільніше характеристику гідромуфти будувати на підставі розробленої науковцями лабораторним шляхом дослідної універсальної характеристики моделі гідромуфти. Ця характеристика (рис. 7.8) отримана на моделі з активним діаметром $D = 260$ мм при нормальному числі обертів насосного колеса $n_{\text{н}} = 1000$ хв$^{-1}$.

Для того, щоб на підставі отриманої таким шляхом універсальної характеристики побудувати тягову характеристику гідромуфти, потрібно знати характеристику дизеля, з яким буду працювати гідромуфта. Але при нанесенні характеристики дизеля на характеристику гідромуфти потрібно знати призначення гідромуфти. Якщо гідромуфта застосовується як головна муфта, то необхідною умовою виступає те, щоб дизель не глохнув на мінімальних числах обертів при зупиненні руху тепловоза.

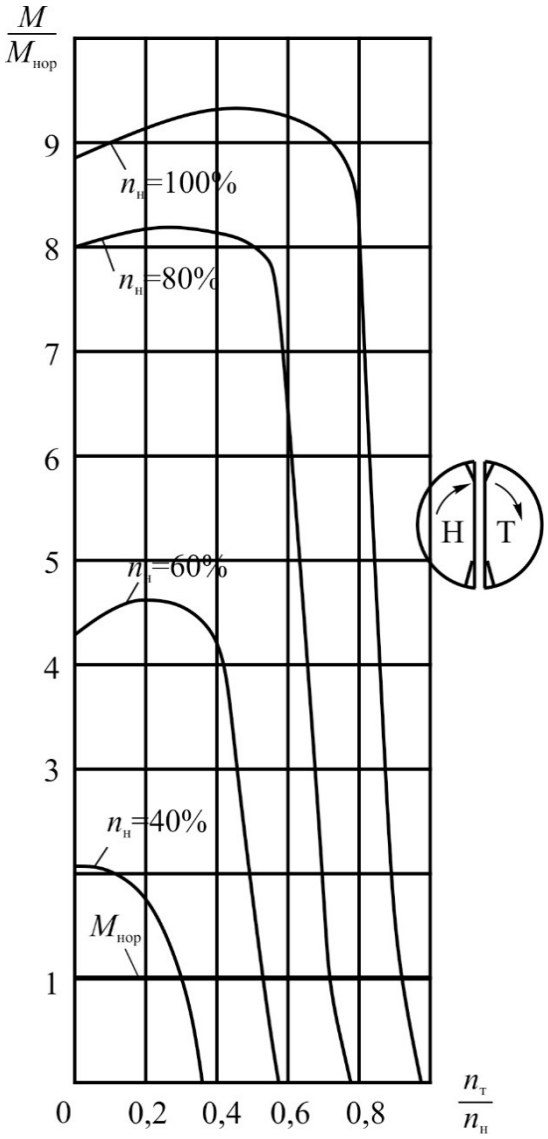


Рис. 7.8. Дослідна універсальна характеристика моделі гідромуфти

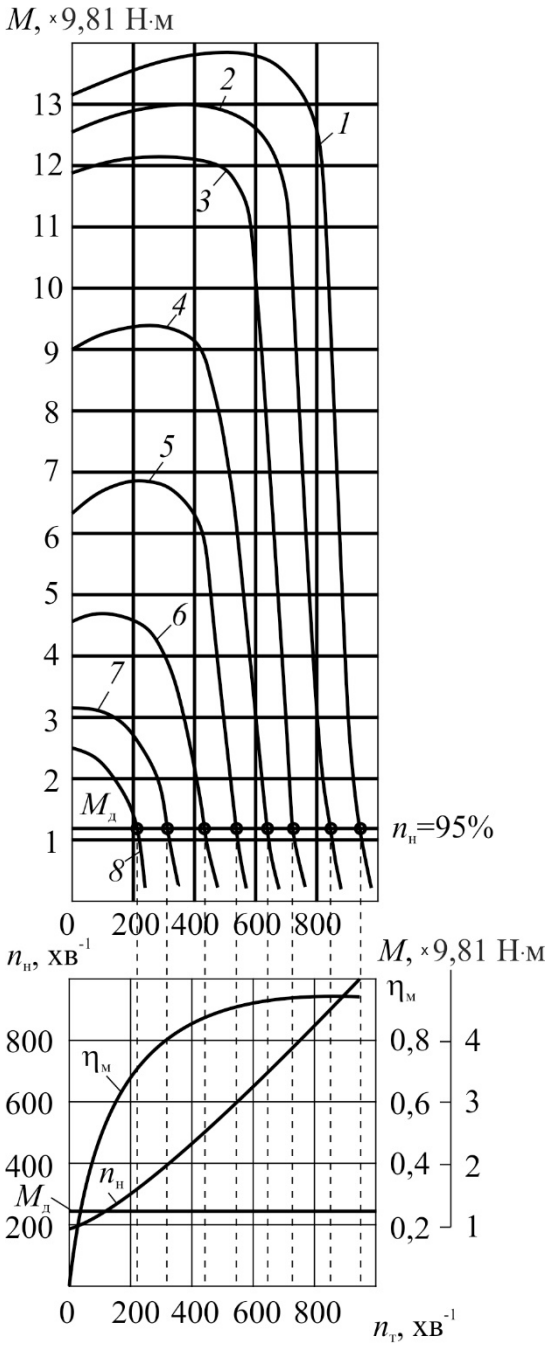


Рис. 7.9. Побудова тягової характеристики гідромуфти за універсальною характеристикою для моделі ø260 мм: *1…8* – криві обертальних моментів відповідно при частоті обертів $n_н$, що дорівнює 1000 хв$^{-1}$, 900 хв$^{-1}$, 800 хв$^{-1}$, 700 хв$^{-1}$, 600 хв$^{-1}$, 500 хв$^{-1}$, 400 хв$^{-1}$, 300 хв$^{-1}$

У цьому випадку характеристику дизеля треба так накласти на характеристику гідромуфти, щоб величина моменту на колінчастому валі дизеля при його мінімальному числі робочих обертів була не меншою, ніж момент гідромуфти при її нерухомому турбінному колесі $\left(n_{\text{т}} = 0\right)$.

Якщо гідромуфта застосовується як муфта ступенів швидкості, то зазначене обмеження знімається й характеристика дизеля накладається на характеристику гідромуфти таким чином, щоб отримати найкращій к.к.д. у діапазоні її використання.

Побудову тягової характеристики гідромуфти на підставі її універсальної характеристики зображено на графіку рис. 7.9. Спосіб побудови є зрозумілим з графіка.

Розрахунок і побудова внутрішньої та динамічної характеристики гідромуфти виконуються аналогічно побудові цих характеристик для гідротрансформатора.

Запитання до самоконтролю

1. *Аналіз вихідних даних для розрахунку характеристики гідротрансформатора.*
2. *Порівняння середньої ширини каналів та радіусів скривлення насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата.*
3. *Аналіз параметрів, що впливають на в'язкість масла.*
4. *Порядок розрахунку характеристик гідротрансформатора.*
5. *Порівняння складових повного моменту навантаження дизеля та моменту, який може бути знятий з веденого вала без урахування опорів у підшипниках і сальниках.*
6. *Аналіз зовнішньої характеристики гідротрансформатора.*
7. *Аналіз комплексної характеристики гідротрансформатора.*

ГЛАВА 8

Профілювання лопаток робочих коліс гідротрансформатора

Мета проектування полягає в тому, щоб вибрані лопатки за формою та розмірами давали б найбільший ефект при їх використання. Для цього гідравлічні опори, які залежать від форми та розмірів лопатки, повинні бути якомога меншими. Наведені вище формули показують, що втрати напору, що викликаються ударами, тертям, стисненням, викривленням і розширенням потоку рідини, залежать в основному від величини відносної швидкості ω і її зміни уздовж ліній струму. Тому для створення ефективно працюючої лопатки необхідно, щоб відносна швидкість рідини уздовж ліній течії її була б по можливості меншою і постійною за величиною.

Побудова лопатки зводиться до:

– встановлення її обрисів і положення вхідний і вихідний кромок в меридіональному перерізі колеса;

– визначення ліній течії, тобто поверхні лопаті;

– визначення швидкостей течії рідини по лініях струму;

– знаходження умови рівноваги статичних тисків, при якому забезпечується сталий рух рідини по лініях течії з заданими або знайденими швидкостями.

При виборі обрису та положення вхідний і вихідний кромок лопатки слід керуватися схемами меридіональних перерізів робочих порожнин вже побудованих та випробуваних гідротрансформаторів, що близько підходять за своїми параметрами і елементам до умов проектованої лопатки.

Для розгляду технології профілювання лопаток робочих коліс гідротрансформатора слід перш за все розглянути конформне відображення поверхонь їх обертання – зображення, яке є прямокутним, або неперервне відображення, що зберігає кути.

8.1. Конформне відображення

Якщо взяти дві моделі поверхні обертання у гідротрансформаторі: одну – криволінійну *A* (рис. 8.1) та іншу – циліндричну *B* (рис. 8.2), нормальний переріз якої буде виглядати колом, то параметри цих поверхонь можна визначити таким чином.

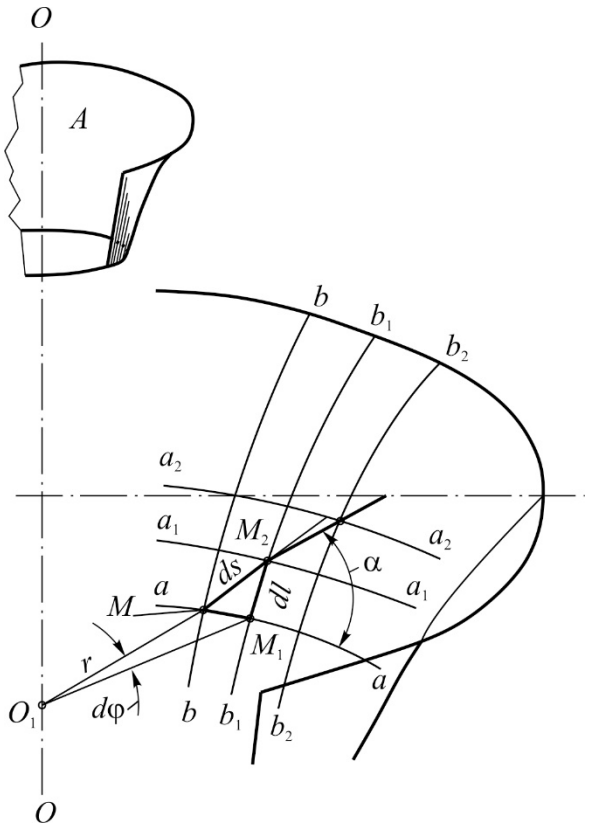


Рис. 8.1. Криволінійна поверхня обертання

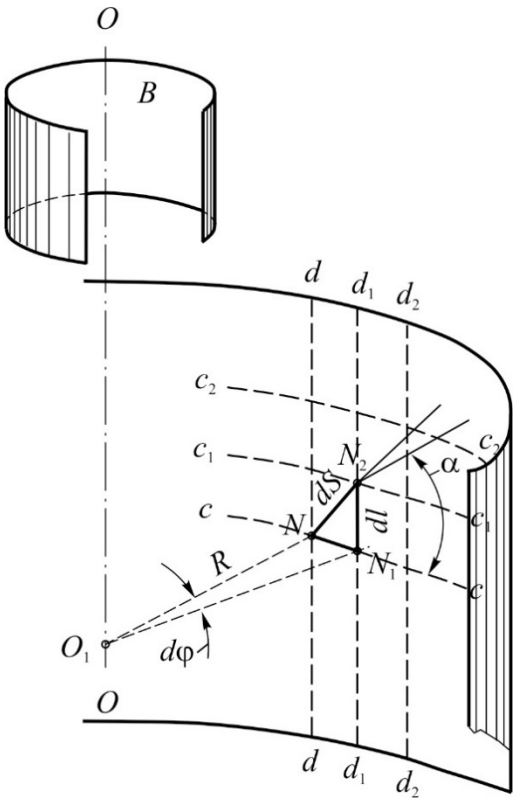


Рис. 8. 2. Циліндрична поверхня обертання

Через зображення, наприклад, розрізу поверхні обертання *A* (рис. 8.1) площинами, нормальними до осі симетрії *OO*, визначаються лінії зустрічі січних поверхонь з поверхнею обертання, які виглядають як екваторіальні криві aa, a_1a_1, a_2a_2 тощо. Лініями зустрічі меридіональних січних поверхонь з тією ж поверхнею будуть меридіональні криві bb, b_1b_1, b_2b_2 тощо. Позначивши точки зустрічі меридіональних кривих з екваторіальними літерою *M* з індексами, зображеним на рис. 8.1, можна отримати на поверхні *A* криволінійний трикутник MM_1M_2. З'єднавши ці точки з лежачою у площині екваторіальною кривою aa

та позначивши $O_1M = O_1M_1$ через r і кут MO_1M_1 через $d\varphi$, можна отримати: $MM_1 = r \cdot d\varphi$, $M_1M_2 = dl$ і $MM_2 = ds$.

Якщо позначити кут M_2MM_1 через α, тоді гіпотенуза ds безкінечно малого трикутника MM_1M_2, лежачого на поверхні A, визначиться рівнянням:

$$ds^2 = dl^2 + r^2 \cdot d\varphi^2. \tag{8.1}$$

Якщо циліндричну модель поверхні обертання B (див. рис. 8.2), також, як і криволінійну модель поверхні обертання, розсікти тими ж екваторіальними площинами cc, c_1c_1 і c_2c_2, (перпендикулярними до осі OO) і меридіональними площинами dd, d_1d_1 і d_2d_2, а точки зустрічі площини cc з площинами dd й d_1d_1 позначити відповідно через N і N_1 й точки зустрічі площин c_1c_1 і d_1d_1 – через N_2, то можна отримати такі рівності: $O_1N = O_1N_1 = R$, $N_1N_2 = dL$, $N \cdot N_2 = dS$, $N_1O_1N = d\varphi$, $NN_1 = Rd\varphi$, $N_2NN_1 = \alpha$. При цьому гіпотенуза dS визначається з рівняння:

$$dS^2 = dL^2 + R^2 \cdot d\varphi^2. \tag{8.2}$$

В обраних поверхнях дотримано вимогу рівності кутів $d\varphi$ та α, а умова конформності відображення потребує дотримання рівності відношень:

$$\frac{ds^2}{dS^2} = \frac{r^2}{R^2} = m^2. \tag{8.3}$$

Замінивши у виразі (8.3) величини ds і dS їх значеннями з формул (8.1) і (8.2), можна отримати:

$$\frac{ds^2}{dS^2} = m^2 = \frac{dl^2 + r^2 \cdot d\varphi^2}{dL^2 + R^2 \cdot d\varphi^2} = \frac{r^2 \cdot \left[\left(\frac{dl}{r}\right)^2 + d\varphi^2\right]}{R^2 \cdot \left[\left(\frac{dL}{R}\right)^2 + d\varphi^2\right]}. \tag{8.4}$$

Умова конформності $\frac{r^2}{R^2}$ задовольняється, якщо дотримується рівність

$$\frac{dl}{r} = \pm\frac{dL}{R}. \tag{8.5}$$

Залежність між r і R, призначається для використання при побудові поверхні лопатки робочого колеса гідроапарата й визначається співвідношеннями:

$$\frac{dl}{r} = \frac{dL}{R}; \tag{8.6, \textit{а}}$$

$$\frac{dl}{dL} = \frac{r}{R}. \tag{8.6, \textit{б}}$$

Лінії MM_2 і NN_2 перетинають кола aa й cc, які лежать у паралельних площинах під рівними кутами. Тому в безкінечно малих площинах ці лінії можна вважати за подібні одну одній. Лінію NN_2 на поверхні моделі B називають конформним (рівнокутним) відображенням лінії MM_2 поверхні A.

Таким чином, якщо розгорнути циліндричну поверхню та відобразити на ній бажану криву як майбутній профіль лопатки робочого колеса гідротрансформатора, то на криволінійній поверхні можна за знайденими вище умовами (див. співвідношення (8.6, *б*) визначити конформно відображену криву.

Для більш ясного порозуміння розглянутий вище методичний підхід слід пояснити таким прикладом. Нехай задано криволінійну поверхню обертання, переріз якої зображений у вертикальній проекції кривою ab на рис. 8.3. Далі слід діяти таким чином:

– узяти циліндричну поверхню з діаметром нормального перерізу D_2 й розгорнути її на площину (рис. 8.4.);

– на розгортці відкласти по вертикалі відмітки *1*, *2*, *3* тощо з відстанню між ними dL;

– провести через ці відмітки горизонтальні прямі лінії, на яких відкласти відрізки, які дорівнюють $R_2 \cdot d\varphi$ ($1'$, $2'$, $3'$ тощо) й побудувати відповідні вертикальні прямі лінії; сітка, отримана в результаті такої побудови, носить назву “конформна діаграма”;

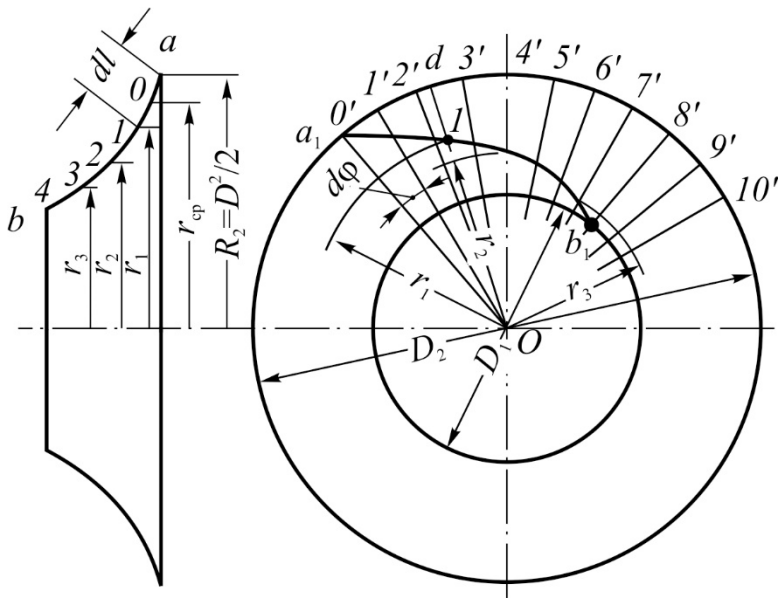


Рис. 8.3. Задана криволінійна поверхня

– на цій діаграмі провести з точки m_1 пряму лінію під кутом до горизонталі β_2, а з точки m_2 – пряму лінію під кутом до горизонталі β_1; при цьому лінія, яка спрягає ці дві прямі лінії, й буде конформним відображенням шуканої лопатки;

– відкласти на кривій ab (рис. 8.3) відрізки, які дорівнюють $dl = dL \cdot \left(r_{ср} / R\right)$, де $r_{ср}$ – радіус розташування середини відрізка dl;

– від точки a позначити відповідні точки поділу відрізків цифрами *1*, *2*, *3* тощо й зобразити в плані на рис. 8.3 криву, яка відповідає кривій m_1m_2 на конформній діаграми (рис. 8.4), для чого в плані провести з центра O промені під кутом $d\varphi$, які позначити O', $1'$, $2'$, …, ;

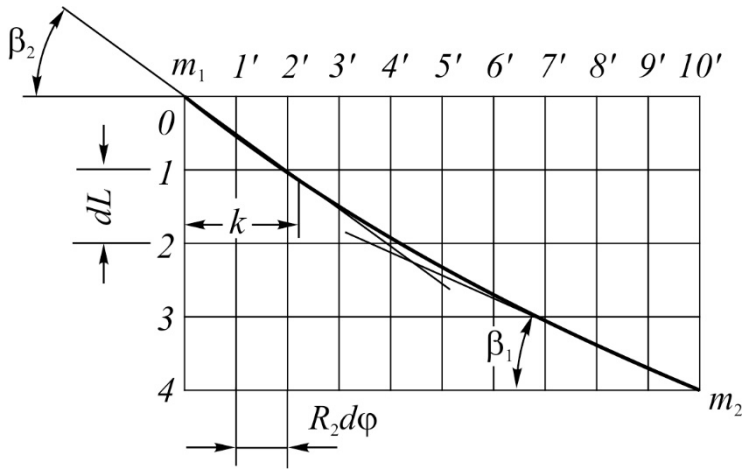


Рис. 8.4. Конформна діаграма поверхні обертання

– перенести криву m_1m_2 з комформної діаграми на план (рис. 8.3); при цьому точка O' отримується перетинанням радіуса $R_2 = D_2/2$ з меридіаном O' на плані; крива m_1m_2 (рис. 8.4) перетинає на конформній діаграмі горизонтальну лінію *1* на відстані k;

– для отримання точки *1* на плані слід відкласти на колі радіусом $R_2 = D_2/2$ від меридіана O' величину відрізка $O'd = k$;

– отриману точку d слід з'єднати з центром O, на лінії Od відкласти відрізок радіуса r_1, в результаті отримати точку 1 і таким же чином визначити інші точки r_2 та r_3;

– відмічені точки слід з'єднати на плані, що створить криву a_1b_1;

– отже, задаючи криву на розгорнутому циліндрі (конформній діаграмі), слід відобразити її на поверхні обертання та на плані.

8.2. Профілювання лопаток насосного колеса гідротрансформатора

Перед профілюванням лопаток робочих коліс гідротрансформатора за основними геометричними розмірами, отриманими з розрахунків, виконується попередній ескіз меридіонального перерізу міжлопатевих каналів робочих органів гідротрансформатора (рис. 8.5).

Тор окреслюється радіусом

$$r = \frac{D_{2м} - b_{2м} - D_0}{4} \tag{8.7}$$

з центром, розташованим на діаметрі

$$D' = \frac{D_{2м} - b_{2м} + D_0}{2}, \tag{8.8}$$

а зовнішнє коло меридіонального перерізу кола циркуляції робочої рідини окреслюється радіусом

$$R = \frac{D_{2т} + b_{2т} - d_{вт}}{4} \tag{8.9}$$

з центром, розташованим на діаметрі

$$D = \frac{D_{2т} + b_{2т} + d_{вт}}{2}. \tag{8.10}$$

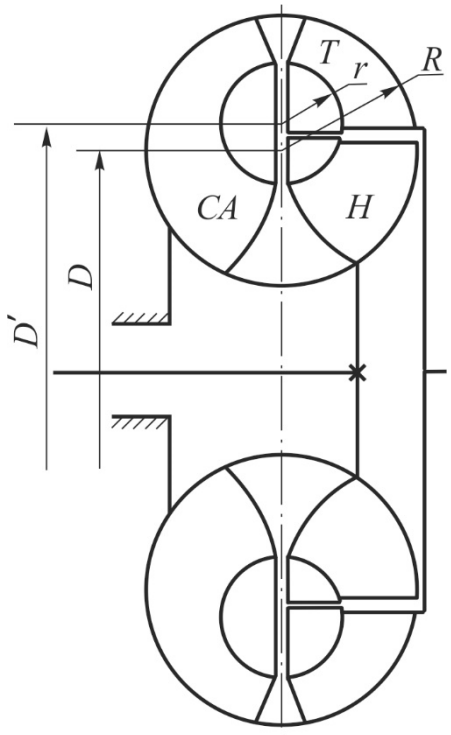


Рис. 8.5. Меридіональний переріз міжлопаткових каналів робочих коліс гідротрансформатора:
H – насосне колесо; *T* – турбінне колесо; *CA* – спрямовувальний апарат

Коли робочі колеса гідротрансформаторів тепловозних гідропередач виконуються литими, профілювання здійснюється для отримання модельних зрізів, за якими виготовляються стрижневі ящики з профілями лопатей.

Для більш ясного порозуміння процесу профілювання лопаток його доцільно розглянути на прикладі насосного колеса.

Вихідні дані для профілювання є відомими з розглянутого вище розрахунку насосного колеса – це його геометричні розміри: діаметри вхідних і вихідних кромок лопаток D_1 і D_2, ширина міжлопатевих каналів на вході й на виході b_1 і b_2 та кути нахилу вхідних і вихідних кромок лопаток β_1 і β_2.

Профілювання доцільно виконувати в такому порядку.

– на попередньому ескізі меридіонального перерізу лопаток наносяться вхідні й вихідні кромки насосного колеса (рис. 8.6);

– меридіональний переріз і план робочих коліс гідротрансформатора при профілюванні накреслюються в усадочному масштабі. Усадочний масштаб обирається залежно від матеріалу, з якого будуть відливатися колеса. Найбільш вживані матеріали, з яких відливаються колеса, мають такі дані усадки:

– алюміній ..... 1,8 %;
– алюмінієвий сплав ..... 1,4 %;
– бронза олов’яна ..... 1,53 %;
– чавун для важких відливок сірого чавуну .... 0,7…0,8 %;
– ковкий чавун ..... 2,0 %;

– насосне колесо розбивається на елементарні колеса, які повинні мати рівні витрати робочої рідини Q/n, де n – кількість елементарних коліс; зазвичай насосне колесо розбивається на чотири елементарні колеса, тому що розміри робочих коліс тепловозних гідропередач є

відносно невеликими, й вихідну кромку лопаток доцільно поділити на чотири рівні частини (рис. 8.6, *а*);

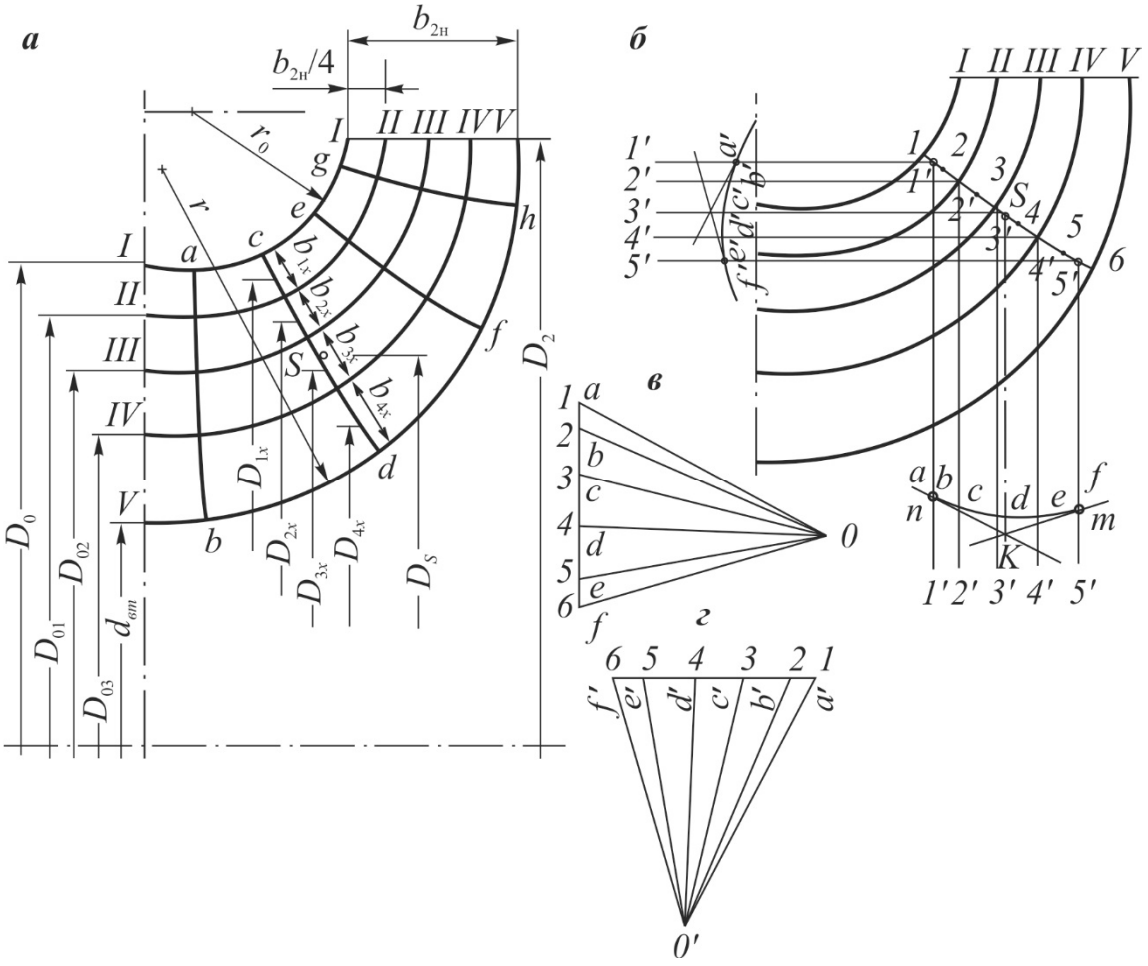


Рис. 8.6. Побудова лінії токів робочої рідини для насосного колеса гідротрансформатора

– вхідна порожнина всмоктування насосного колеса відповідно розбивається на дільниці за умови:

$$\frac{\pi(D_0^2 - D_{01}^2)}{4} \cdot c_м = \frac{\pi(D_{01}^2 - D_{02}^2)}{4} \cdot c_м = \frac{\pi(D_{02}^2 - D_{03}^2)}{4} \cdot c_м =$$

$$= \frac{\pi(D_{03}^2 - d_{вт}^2)}{4} \cdot c_м = \frac{Q}{4}, \quad (8.11)$$

$$D_{01} = \sqrt{D_0^2 - \frac{Q}{\pi \cdot c_м}}; \qquad (8.12)$$

$$D_{02} = \sqrt{D_{01}^2 - \frac{Q}{\pi \cdot c_м}}; \qquad (8.13)$$

$$D_{03} = \sqrt{D_{02}^2 - \frac{Q}{\pi \cdot c_м}}. \qquad (8.14)$$

– будуються плавні криві *I – I*, *II – II*, *III – III*, *IV – IV* і *V – V*, які являються лініями токів робочої рідини;

– після нанесення меридіональних перерізів міжлопаткових каналів насосного колеса й попередніх окреслень лінії токів перевіряється плавність кривих і плавність зміни перерізу міжлопаткового каналу по всій його довжині;

– далі наноситься ряд кривих (*ab*, *cd*, *ef*, *gh*), перетинаючих усі лінії токів під прямими кутами, й визначаються центри тяжіння цих кривих, які являються меридіональними проекціями живих перерізів потоку робочої рідини; для цього відмічаються цифрами *2*, *3*, *4*, *5* (рис. 8.6, *б*) центральні точки відрізків кривих, обмежених сусідніми лініями токів, і будуються по горизонталі мотузкові багатокутники – по горизонталі (рис. 8.6, *в*) і по вертикалі (рис. 8.6, *г*); при цьому точками перетину крайніх променів багатокутників визначається положення центра тяжкості *s*;

– після визначення центра тяжкості *s*, довжини b_x, і діаметрів центрів тяжкості D_{ix} (де індекс $i = 1…4$ – рис. 8.6, *а*) можна скласти вираз

$$Q = \pi \cdot D_x \cdot b_x \cdot c_м, \qquad (8.15)$$

у якому меридіональна швидкість $c_м$ приймається для міжлопаткового каналу постійною по всій його довжині; при цьому міжлопатковий канал буде вважатися задовільним у тому випадку, якщо для всіх меридіональних проекцій живих перерізів потоку робочої рідини добуток $b_x \cdot D_x = \text{const}$;

– для перевірки цієї умови будується графік $b_x \cdot D_x = f\left(III - III\right)$, де $III - III$ – довжина току (рис. 8.7); при цьому правильні геометричні

форми міжлопаткового каналу повинні виглядати горизонтальною прямою лінією; якщо є відхилення лінії від горизонталі, зображене на рис. 8.7 штриховою лінією, то це свідчить про надмірне розширення міжлопаткового каналу від входу до виходу, а відхилення, зображене штрих-пунктирною лінією – про його надмірне звуження;

– для виправлення каналу при надмірному розширенні слід зблизити його внутрішні бічні стінки, які обмежують меридіональну проекцію, а при надмірному звуженні – поширити;

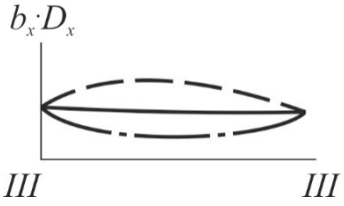


Рис. 8.7. Перевірка плавності геометричних форм міжлопаткового каналу насосного колеса

– після такого уточнення меридіональної проекції насосного колеса слід тим же способом перевірити правильність геометричних форм каналів, обмежених сусідніми лініями токів, з дотриманням умови

$$b_{1x} \cdot D_{1x} = b_{2x} \cdot D_{2x} = b_{3x} \cdot D_{3x} = b_{4x} \cdot D_{4x} = \frac{b_x \cdot D_x}{4}. \qquad (8.16)$$

– оскільки діаметри ліній токів на вхідній кромці є різними, то всі лінії току будуть мати свої кути нахилу вектора відносної швидкості робочої рідини ω, й ці кути слід визначити для різних ліній токів на трикутнику швидкостей рис. 8.8;

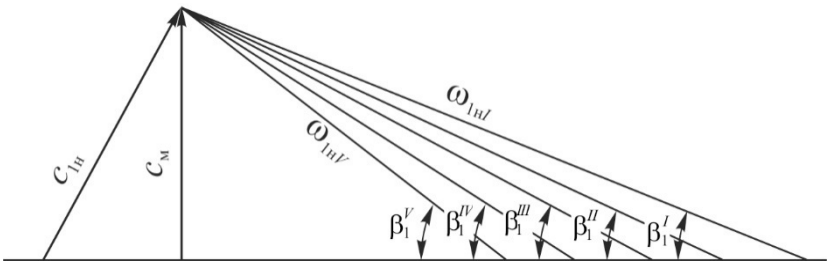


Рис. 8.8. Трикутник швидкостей для різних ліній токів

– на лініях токів (рис. 8.9) наносяться ділення dl за умови $dl/r = dL/R$ з прийняттям $dl = 10$ мм при радіусі циліндра (на поверхні якого відображується лопатка) R, рівному радіусу колеса при виході r_2, тоді

$$dl = \frac{10}{r_2} \cdot r_{\text{ср}}, \tag{8.17}$$

де $r_{\text{ср}}$ – радіус розташування середини відрізка dl (рис. 8.9);

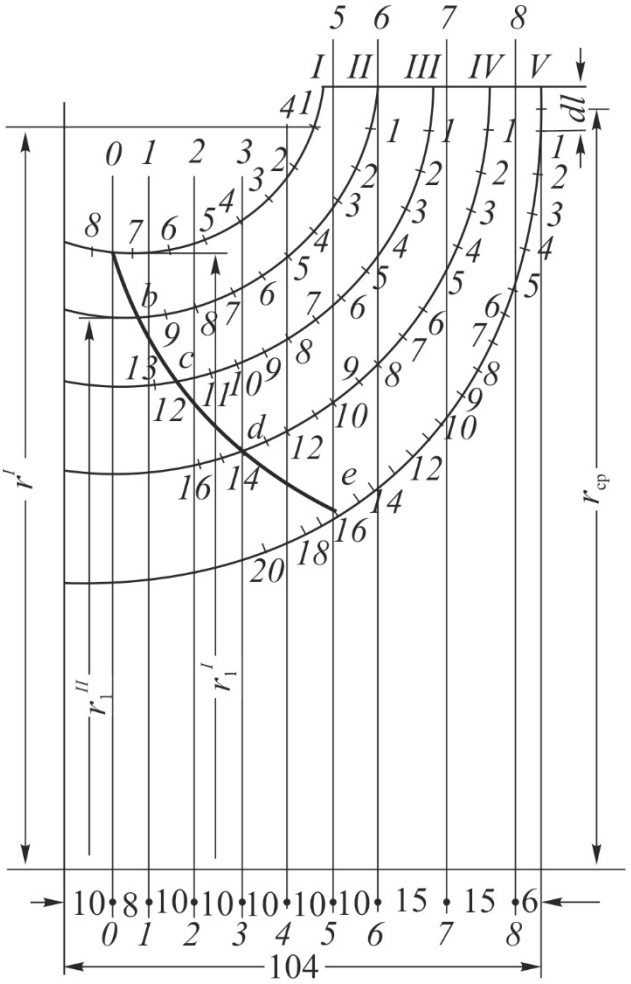


Рис. 8.9. Поділ ліній токів на ескізі меридіональної проекції насосного колеса

– точки ділення відмічаються цифрами *1*, *2*, *3*, …, після чого будується конформна діаграма при куті $d\varphi = 10°$ (рис. 8.10), яка являє собою рівномірну ортогональну сітку з вертикальними відстанями dl і горизонтальними $R_2 \cdot d\varphi$;

– на конформній діаграмі з точки *O* проводиться пряма лінія під кутом β_2 й під іншими кутами $\beta_1^I,...,\beta_1^V$ проводяться подібні прямі лінії, які зображують лінії току, починаючи з номера горизонтального ділення конформної сітки, рівного номеру відповідної точки вхідної кромки; так, наприклад, проведення лінії току *V* починається з ділення *15*

горизонталі та з такого ж ділення по вертикалі (по меридіану), щоб вона перетинала лінію $O'p$; лінії току слід спромагатися проводити так, щоб відрізки $O'p$ і pe були приблизно рівними (рис. 8.10), що задовольнятиме умову передачі лопаткою певного моменту, оскільки величина моменту, який передається, визначається кутами входу й виходу;

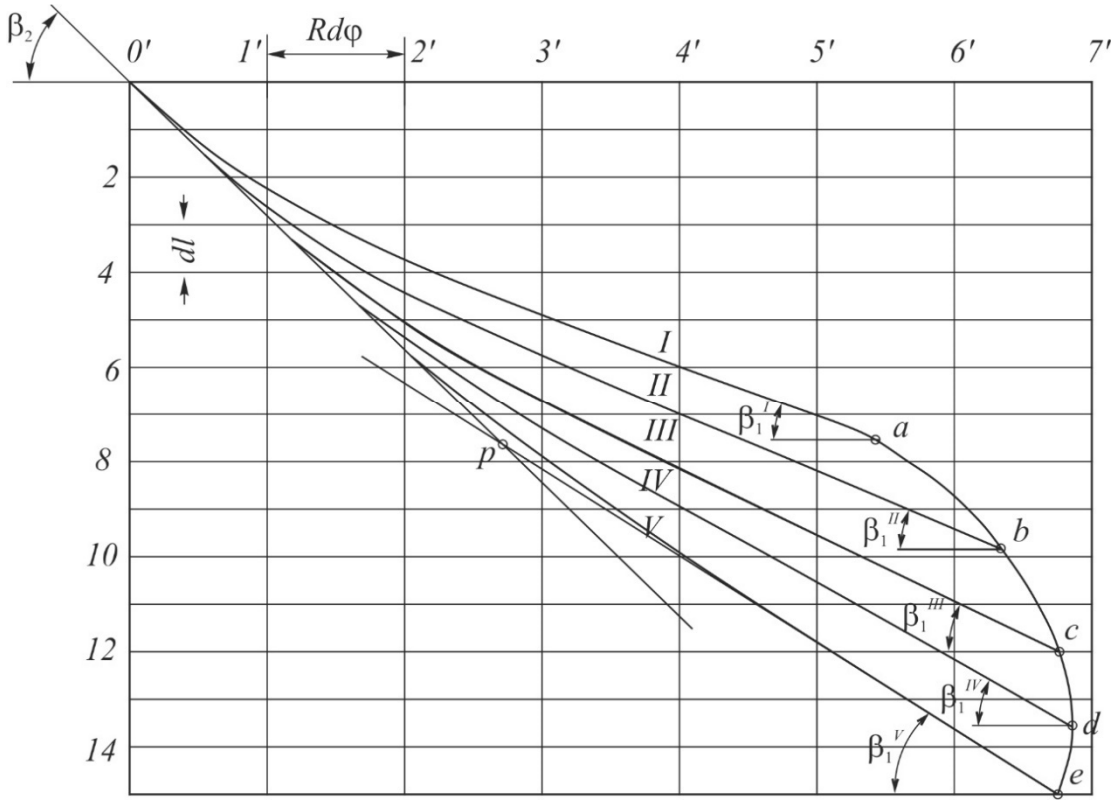


Рис. 8.10. Побудова конформної діаграми як рівномірної ортогональної сітки

– через спряження прямих $O'p$ і pe плавною кривою отримується зображення лінії току на конформній діаграмі; подальша задача полягає в тому, щоб довжини ліній токів на конформній діаграмі були приблизно однаковими, для чого конформні відображення вихідних дільниць зміщуються вниз і направо, як це зображено на рис. 8.11; конформне відображення вхідної кромки лопатки приймається у вигляді вертикальної прямої (штрихова лінія aa' на рис. 8.11); таким чином, на конформній діаграмі за допомогою зображень окремими лініями току робочої рідини встановлюється окреслення всієї лопатки та перевіряється густота розташування лопаток, а їх кількість визначається при з'ясуванні основних розмірів робочих коліс гідротрансформатора та остаточно встановлюється при профілюванні;

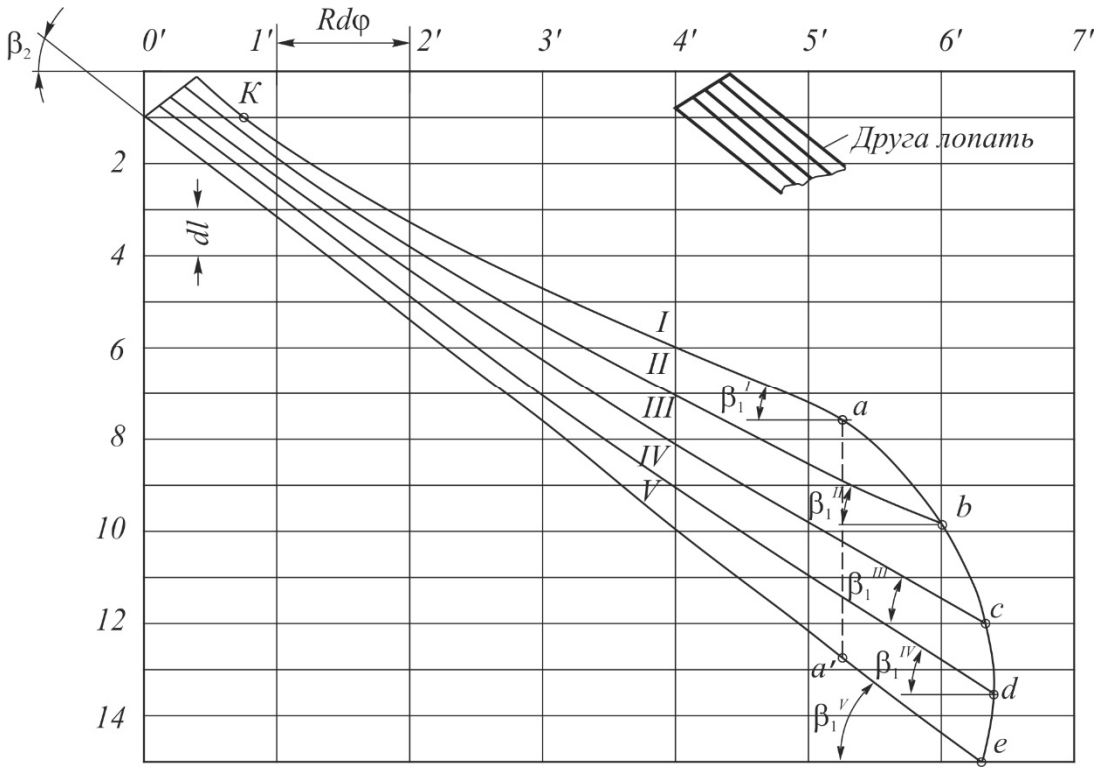


Рис. 8.11. Зрівняння довжини ліній токів на конформній діаграмі

– вхідна кромка, нанесена на конформній діаграмі, переноситься в меридіональний переріз колеса, відмічаються та з'єднуються точки, які відповідають *a*, *b*, *c*, *d*, *e* (рис. 8.9) на лініях токів у меридіональному перерізі, відповідно до точок ліній токів *a*, *b*, *c*, *d*, *e* на конформній діаграмі (рис. 8.11);

– для отримання зображень ліній токів *I*, *II*, *III*, *IV*, *V* у плані (рис. 8.12) наносяться меридіани *0'*, *1'*, *2'*, *3'*, … під кутами $d\varphi$;

– цівка *I* переноситься на план по конформній діаграмі (рис. 8.11) та по меридіональному перерізу; горизонтальне ділення *1* перетинає цівку *I* на конформній діаграмі в точці *K*, яка не доходить до точки *1'* меридіану;

– відрізок $1K'$ відкладається на колі радіуса $r_2 = D_2/2$ від точки *O'* (рис. 8.12), отримана точка з'єднується з центром кола O_1' й на лінії $O_1'K'$ робиться засічка радіусом *r'* ; це й буде точка *1* лінії току *I*;

– таким чином переносяться всі інші точки, та, з'єднуючи їх отримується лінія току на плані; те ж робиться з іншими лініями токів з отриманням в результаті відображення профілю лопатки в плані.

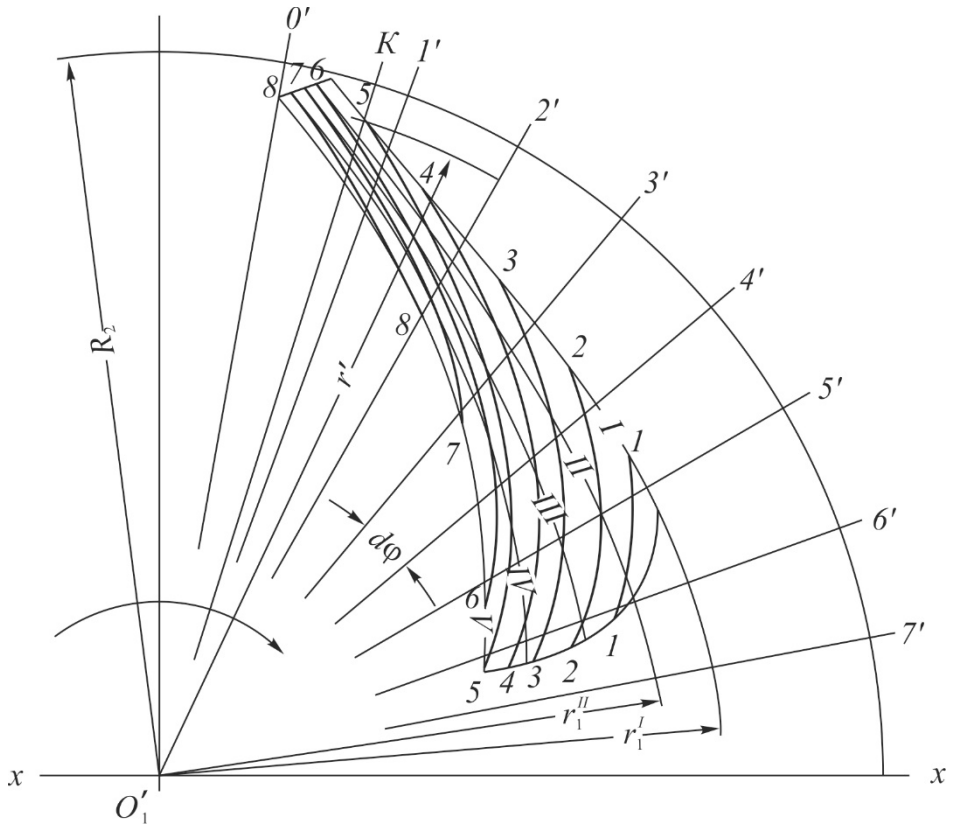


Рис. 8.12. Зображення ліній токів у плані

8.3. Побудова модельних зрізів лопатки насосного колеса гідротрансформатора

Модельні зрізи лопатки насосного колеса, зображені на рис. 8.13, формуються у такій методичній послідовності.

На схемі лопатки (рис. 8.13, *а*) проводяться перерізі *1−1*, *2−2*, *3−3* та інші, перпендикулярні до осі колеса на взаємних відстанях 5…10 мм залежно від розміру колеса; для великих коліс проміжки між окремими перетинами, як елементами зрізу, можна приймати по 10 мм, а для невеликих – по 5 мм.

За бажанням отримати більш точну побудову лопатки в області подвійної кривизни відстані між перетинами у цій області приймаються невеликими.

Точки зустрічі площин *1−1*, *2−2*, … з лініями токів робочої рідини *I*, *II*, *III*, *IV* й *V* переносяться на план.

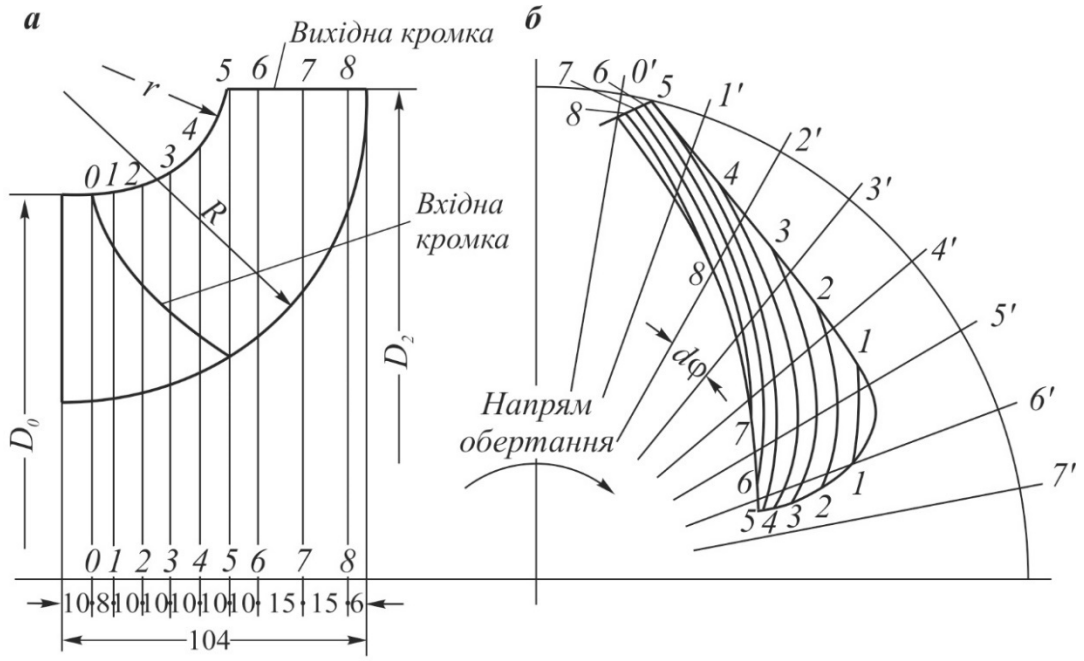


Рис. 8.13. Модельні зрізи лопатки насосного колеса гідротрансформатора

Радіусом r_1^I (максимальний радіус першої площини 1−1 для першої лінії току) на плані проводиться коло, яке перетинає другу лінію току тощо; те ж саме робиться для всіх площин.

Точки зустрічі цих кіл з лініями токів на плані з'єднуються плавними кривими з позначеннями їх цифрами *1−1*, *2−2*. … (рис. 8.12); ці криві якраз і являються модельними зрізами лопаток.

Для робочого креслення в меридіональному перерізі залишаються кромки окреслення лопаткового каналу з площинами перетину (рис.8.13, *а*), а в плані – окреслення профілю лопатки з модельними зрізами (рис. 8.13, *б*).

На кресленні позначаються:

– кількість лопаток у колесі;

– матеріал колеса;

– в якому усадочний масштаб, у якому накреслене колесо;

– робоча й тильна сторони лопатки.

За модельними зрізами виготовляється дерев'яна модель профілю лопатки, для чого береться відрізок сухого дерева (зазвичай липи) необхідних розмірів для розміщення лопатки, на нього наклеюється вирізаний з креслення план профілю лопатки з модельними зрізами *1−1*, *2−2*, … (рис. 8.14, *а*); по висоті дерев'яного відрізку проводяться перетини *1−1*, *2−2*, … на відстанях, рівних відстаням, прийнятим на кресленні (рис. 8.13), після чого починається виготовлення профілю лопатки.

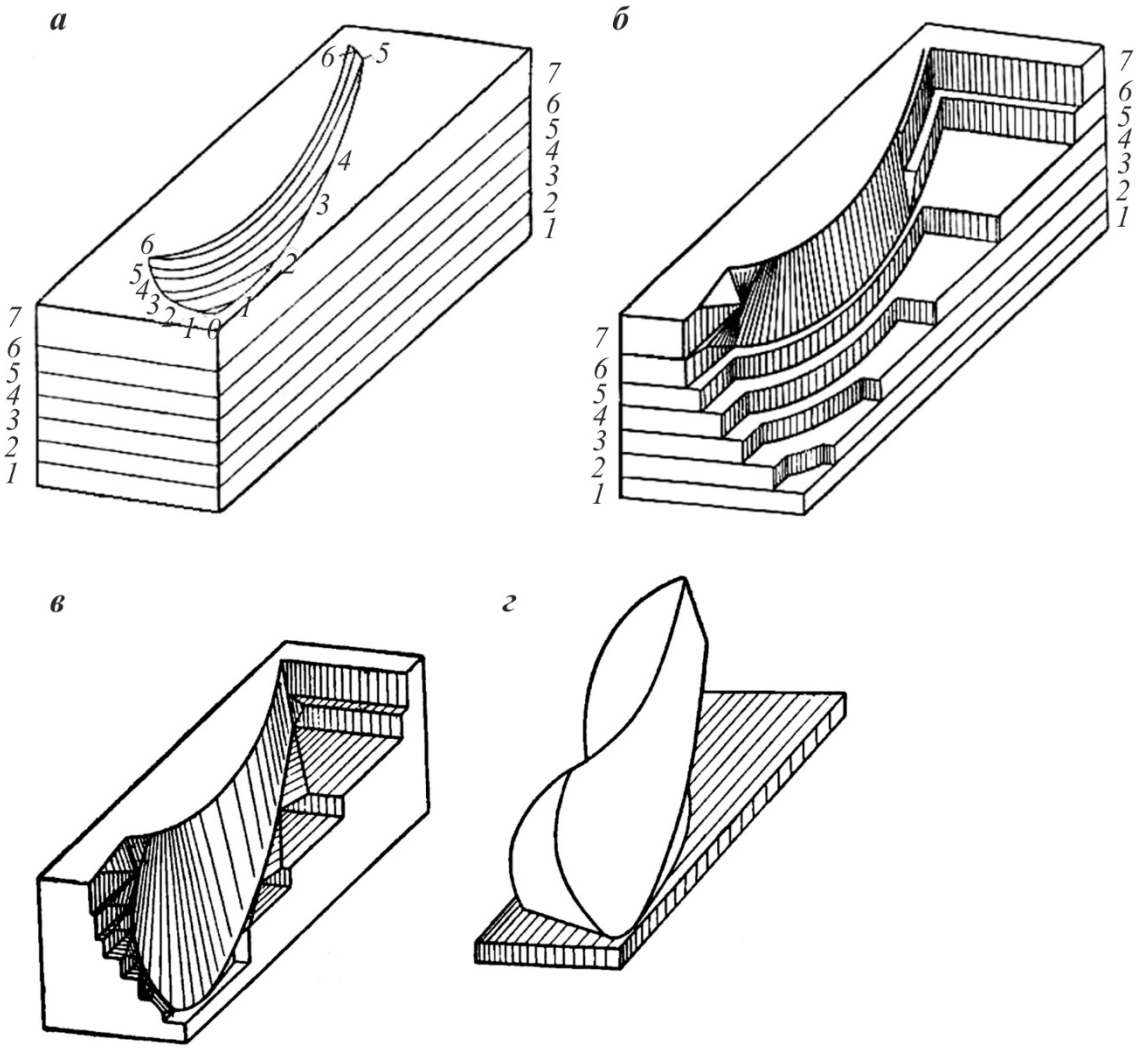


Рис. 8.14. Заготівка й виготовлення моделей профілю лопатки робочого колеса гідротрансформатора

Модельні зрізи *1–1*, *2–2*, … вирізаються за вертикальним напрямом до відповідних площин *1–1*, *2–2*, … тощо; такою обробкою отримується ступінчаста заготівка (рис. 8.14, *б*), східці якої згладжуються зрізами зайвого матеріалу, і в результаті виходить профіль лопатки (рис. 8.14, *в*).

Зайвий матеріал зрізається за окресленнями робочого колеса у меридіональній проекції (окреслення бічних дисків) і таким чином отримується заготівка профілю лопатки для стрижневого ящика (рис. 8.14, *г*).

Врешті-решт береться такий же відрізок дерева й вирізкою підганяється до вже зробленого профілю.

8.4. Виготовлення стрижневого ящика насосного колеса гідротрансформатора

При виготовленні стрижневого ящика спочатку робиться дерев'яний сектор за розмірами кола циркуляції робочої рідини у насосному колесі; у дерев'яний сектор укладаються вирізані фрагменти з профілями лопаток (рис. 8.15, *а*). Міжлопатковий простір (без урахування товщини лопатки) створюється шляхом розсування фрагментів на величину кроку лопатки. Стрижневий ящик у розібраному вигляді зображений на рис. 8.15, *б*.

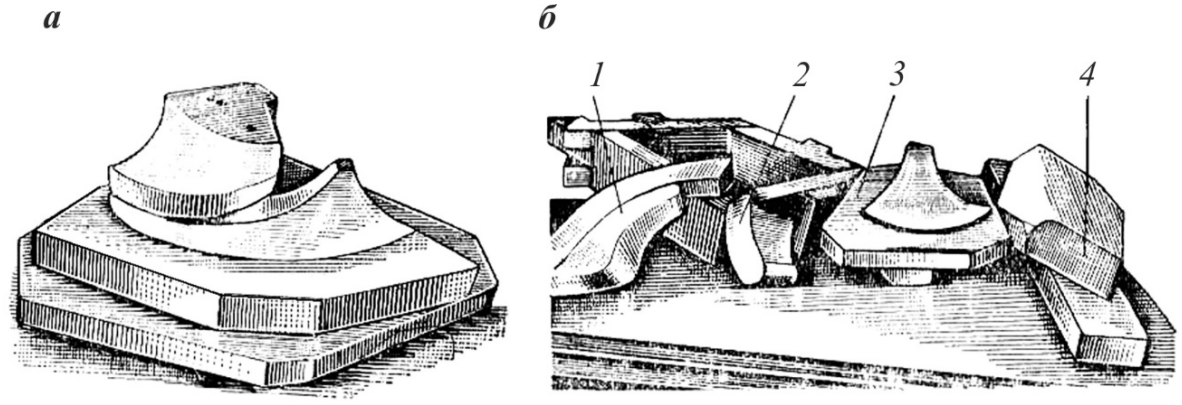


Рис. 8.15. Стрижневий ящик насосного колеса та його елементи:
1 – робоча сторона лопаті; 2 – тильна сторона лопаті; 3 – внутрішня кромка обода колеса; 4 – зовнішня кромка обода колеса

Для отримання потрібної товщини лопатки на тильну сторону профілю наштовхується свинець (або шкіра) товщиною, рівною максимальній товщині лопатки. Бажана товщина лопатки отримується зрізанням зайвого свинцю (або шкіри). Якщо лопатки тонкі, то вони відливаються рівної товщини, а бажані окреслення отримуються механічною обробкою. Для насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата вхідна кромка лопатки закруглюється, а вихідна загострюється. Якщо лопатки виготовляються штампованими, то модельні зрізи використовуються для виготовлення штампів.

Прийняті проектні рішення з профілювання лопаток робочих коліс гідротрансформатора офіційно оформлюються спеціальними технічними документами (паспортами).

8.5. Матеріал і конструкція робочих коліс гідротрансформаторів і гідромуфт

Багаторічна експлуатація тепловозів з гідропередачами свідчить, що гідротрансформатори й гідромуфти, що в них застосовуються, відрізняються великою різноманітністю конструкції робочих коліс і матеріалів, з яких вони виготовляються. Колеса застосовуються:

– литі з чавуну, бронзи, та алюмінієвих сплавів; зокрема, у литих чавунних колесах найширше застосований чавун марок СЧ21-40 і СЧ24-44; застосування модифікованого чавуну зазначених марок дозволяє отримувати відливки підвищеної щільності зі зниженими внутрішніми напруженнями та однорідними властивостями в усіх частинах колеса; для виготовлення алюмінієвих коліс рекомендується сплав марки АЛ4, який володіє гарними ливарними властивостями; крупні навантажені деталі, виготовлені з такого сплаву, підлягають термічній обробці (загартуванню та старінню) з метою надання їм високих механічних властивостей;

– сталеві штамповані з приварними й приклепаними до дисків і торів лопатками, а також з вифрезерованими лопатками; такі колеса з приварними або приклепаними циліндричними лопатками рекомендується виготовляти з конструкційної вуглецевої сталі марки 20, хімічний склад якої та механічні властивості забезпечують високу степінь пластичності й гарну зварюваність;

– комбіновані, які складаються з литого лопатевого обода та сталевої (литої або кованої) маточини, з’єднаних між собою болтовим скріпленням з надійним попередженням від самороз’єднання; маточини комбінованих коліс виготовляються або з конструкційної вуглецевої сталі 40, або з конструкційної легованої хромокремнистої сталі марки 37ХС.

Лопаткові колеса, що працюють з великою кількістю обертів, з метою зменшення їх маси й напружень від відцентрових сил, виготовляються відливкою з легких алюмінієвих сплавів або штамповкою з листової сталі з наступною приваркою лопаток.

Лопаткові насосні й турбінні колеса у складеному вигляді підлягають ретельній перевірці на верстатах, якою встановлюється наявність чи відсутність перевищення допустимих меж торцевого та радіального биття й правильність їх динамічної збалансованості. При цьому допустима величина дисбалансу встановлюється у кожному конкретному випадку.

Зазвичай застосовується шліцьове або конічне з’єднання коліс з валами, але конічне рідше.

Зібрані насосні й турбінні колеса в зборі створюють лабіринтове ущільнення, яке перегороджує шлях перетікання робочої рідини з порожнини з підвищеним тиском до вхідної порожнини колеса.

8.6. Основні технологічні процеси виготовлення гідротрансформаторів і їх лопатевих систем

Практична наявність великої кількості різноманітних конструкцій гідротрансформаторів свідчить не лише про широкі пошуки їх найбільш досконалих зразків, але й про дрібносерійний та індивідуальний характер їх виробництва. За радянських часів виготовлення гідроапаратів і вузлів гідропередач для тепловозів організовувалося на основах спеціалізованого серійного виробництва з застосуванням перемінно-потокових і групових потокових ліній.

Такі принципи організації виробництва передбачали ретельне конструктивне й технологічне відпрацювання й доведення серійних зразків гідроапаратів і передач, а також їх уніфікацію. Але після розпаду Радянського Союзу виникнення й розповсюдження кризових економічних ситуацій у незалежній Україні та інших колишніх республіках СРСР суттєво змінився підхід до організації тепловозобудівного й тепловозоремонтного виробництв та формування їх вартісних показників у зв’язку з різкими коливаннями обсягів залізничних перевезень, підвищення цін на паливно-енергетичні ресурси та ін.

Але, що стосується гідроапаратів, то на сьогодні з точки зору підтримання належного технічного стану існуючого парку тепловозів з гідропередачами важливішими питаннями організації відповідного спеціалізованого виробництва залишаються:

– виготовлення складних моделей лопаткових коліс з дотриманням суворих вимог до точності їх виконання;

– розробка новітніх технологічних процесів їх формовки, відливки, відпрацювання литва для отримання високоякісних литих лопаткових коліс;

– оснащення виробничих дільниць модельно-ливарних і механоскладальних цехів спеціалізованим обладнанням і технологічною оснасткою;

– раціональне розміщення обладнання;

– підвищення професійної кваліфікації виконавчих кадрів та ін.

Поверхні литих лопаткових систем гідроапаратів, які омиваються робочою рідиною, механічній обробці зазвичай не підлягають. Між тим кути нахилу вхідних і вихідних кромок лопаток і шорсткість стінок міжлопаткових каналів чинять великий вплив на силові та економічні показники гідроапаратів. Тому технологія відливки лопаткових систем повинна застосовуватися такою, яка б забезпечувала отримання їх з максимально можливими точними геометричними розмірами й найменшою шорсткістю стінок міжлопаткових каналів.

Робочі колеса гідроапаратів з литими або штампованими дисками та привареними або приклепаними лопатками повинні виготовлятися з застосуванням зварювальних електродугових і контактних машин, клепальних пресів та інших видів обладнання й технологічної оснастки, які дозволяють механізувати процеси виробництв. Остаточно оброблені деталі гідропередачі, які обертаються, підлягають статичному й динамічному балансуванню з усуненням дисбалансу, який перевищує допустиму величину. До того ж динамічне балансування насосних і турбінних коліс рекомендується виконувати з міжлопатковими каналами, залитими парафіном з об'ємною масою 880…900 кг/м^3, що імітує робочу рідину.

Процес виготовлення гідроапаратів повинен завершатися їх стендовими випробуваннями зі зняттям характеристик моментів, що передаються, та визначенням відповідних величин к.к.д. Дані випробувань являються складовою частиною технічного паспорта виготовленого гідроапарата.

Запитання до самоконтролю

1. *Вимоги до критерію, що покладений у створення ефективно працюючої лопатки робочих коліс гідротрансформатора.*
2. *Характеристика етапів побудови лопатки робочого колеса гідротрансформатора.*
3. *Порядок визначення параметрів поверхонь обертання у гідротрансформаторі.*
4. *Побудова конформної діаграми.*
5. *Порядок профілювання лопаток насосного колеса.*
6. *Класифікація робочих коліс гідроапаратів за способом виготовлення та застосованих матеріалах.*

ГЛАВА 9

Регулювання гідроапаратів

9.1. Зміст і мета регулювання

Під регулюванням гідротрансформаторів і гідромуфт розуміється забезпечення дотримання їх робочих параметрів і характеристик, які повинні відповідати конкретному режиму роботи гідропередачі та його узгодженості з режимом роботи первинного двигуна тепловоза (дизеля).

Метою такого регулювання є пристосування характеристики первинного двигуна тепловоза (дизеля) до потрібних потужносної та тягової характеристик тепловоза. Вимоги до характеристик тепловоза детально розглядаються в навчальній дисципліні “Теорія та конструкція локомотивів”. Що стосується характеристики первинного двигуна тепловоза, то для різних подач пального (від мінімальної до номінальної) вона виражається майже прямо пропорційною залежністю ефективної потужності двигуна від числа обертів його колінчастого вала при майже постійних величинах обертального моменту. Характеристика тепловоза, навпаки, відрізняється постійністю потужності при зміні числа обертів його рушійних коліс, тобто, швидкості руху, але проте сила тяги або обертальний момент на рушійних колесах змінюється зворотно пропорційно швидкості руху.

Оскільки гідромуфта гідропередачі зв’язана приводним механізмом з рушійними колесами тепловоза, то власно регулюванням числа обертів турбінного колеса і в гідротрансформаторі, і в гідромуфті досягається перетворенням характеристики первинного двигуна тепловоза на тягову характеристику тепловоза.

Зокрема регулювання кількості обертів турбінного колеса гідротрансформатора або гідромуфти може здійснюватися такими способами:

– зміною кількості обертів вала первинного двигуна тепловоза при повністю заповненому робочою рідиною гідроапараті;

– зміною наповнення, тобто зливом частини робочої рідини з кола циркуляції гідроапарата, якщо первинний двигун тепловоза не регулюється кількістю обертів вала;

– механічним впливом на потік робочої рідини в колі її циркуляції в гідроапаратах при постійному числі обертів вала первинного двигуна тепловоза та при повному заповненні кола циркуляції робочою рідиною.

У тепловозних гідропередачах регулювання гідротрансформаторів і гідромуфт здійснюється зазвичай шляхом зміни числа обертів колінчастого вала дизеля. Моменти, що передаються турбінними колесами гідроапаратів, змінюються при цьому пропорційно квадрату, а потужність – пропорційно кубу чисел обертів колінчастого вала дизеля. Незважаючи на широкий діапазон потужності, яка передається (в межах від 50 до 100% її номінальної величини), к.к.д. гідроапарата змінюється незначно в порівнянні з оптимальною величиною.

9.2. Регулювання гідротрансформаторів

Регулювання зміною числа обертів первинного двигуна тепловоза. При зміні числа обертів вала тепловозного дизеля $n_д$ подібно змінюються моменти на первинних (вхідних) і вторинних (вихідних) валах робочих коліс гідротрансформатора, к.к.д. якого $\eta_{гтр}$ при цьому змінюється також, як і при максимальних числах обертів. Суворо кажучи, максимальна величина к.к.д. при малій кількості обертів буде декілька меншою внаслідок впливу механічних втрат. Якщо кількість обертів буде підвищено, то відповідно зміниться й кількість обертів турбінного колеса $n_т$, що відобразиться на характеристиці зміною положення кривих залежності моментів насосного $M_н$, турбінного $M_т$ коліс і к.к.д гідротрансформатора $\eta_{гтр}$ від кількості обертів n.

Регулювання зміною наповнення. Досліджуючи характеристики гідроапаратів науковці Науково-дослідного інституту залізничного транспорту в тепловозній лабораторії на моделі гідротрансформатора з активним діаметром 340 мм отримали характеристики (рис. 9.1)

регулюючи гідротрансформатор зміною наповнення за постійних обертах вала дизеля (та, відповідно, насосного колеса) $n_д = n_н = 935$ хв$^{-1}$ [8].

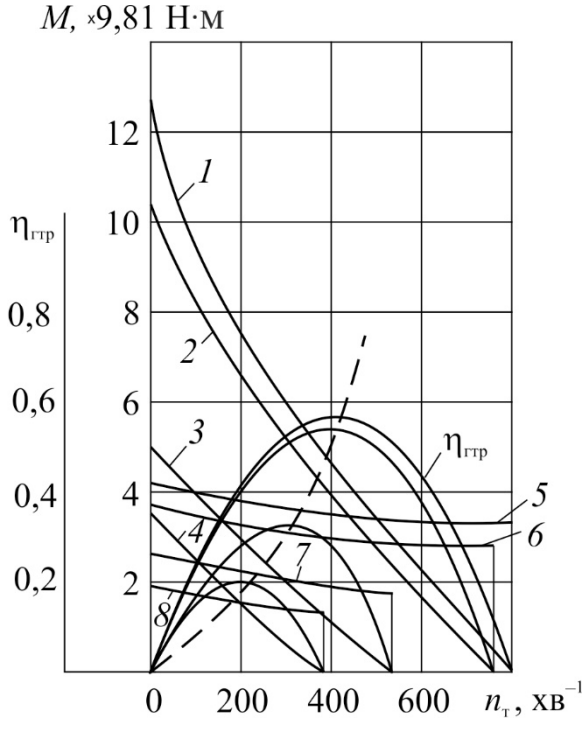


Рис. 9.1. Характеристики моделі гідротрансформатора при різному наповненні робочою рідиною і постійних кількостях обертів насосного колеса $n_н = 935$ хв$^{-1}$:

1 – момент турбінного колеса при наповненні робочою рідиною q = 1,0 (повне заповнення; *2* – момент турбінного колеса при q = 0,9; *3* – момент турбінного колеса при q = 0,8; *4* – момент турбінного колеса при q = 0,7; *5* – момент насосного колеса при q = 1,0; *6* – момент насосного колеса при q = 0,9; *7* – момент насосного колеса при q = 0,8; *8* – момент насосного колеса при q = 0,7

З характеристик видно, що характер кривих зміни моментів подібний таким же кривим при регулюванні зміною кількості обертів, однак криві зміни к.к.д. гідротрансформатора в обох випадках різко відрізняються. Отже, невеликий злив робочої рідини з кола циркуляції призводить до різкого падіння вторинного моменту й значного зменшення к.к.д. гідротрансформатора. Дослідженнями встановлено, що злив 20 % робочої рідини від об'єму в колі циркуляції призводить до зменшення моменту на валі турбінного колеса в гальмівній точці ($n_т = 0$) до нормального моменту насосного колеса, а к.к.д. зменшується майже вдвічі. Залежність максимальної величини к.к.д. від числа обертів вала турбінного колеса при регулюванні зміною наповнення характеризується параболічним законом (штрихова крива на рис. 9.1).

З викладеного вище видно, що регулювання гідротрансформатора зміною наповнення не є економічним й тому на сучасних тепловозах не застосовується.

Регулювання механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції. При постійному числі обертів дизеля тепловоза та при повному заповненні гідротрансформатора робочою

рідиною регулювання числа обертів турбінного колеса може здійснюватися поворотом лопаток насосного колеса. Якщо, наприклад, гідротрансформатор у насосному колесі має поворотні лопатки, то зміна їх нахилу відображується на характеристиці гідротрансформатора серією кривих моментів насосного $M_{\text{н}}$ і турбінного $M_{\text{т}}$ коліс (рис. 9.2) при достатньо високій величині к.к.д. $\eta_{\text{гтр}}$. Очевидно, що регулювання числа обертів вала турбінного колеса поворотом лопаток у насосному колесі є більш економічним, ніж регулювання методом зміни наповнення гідроапарата рідиною.

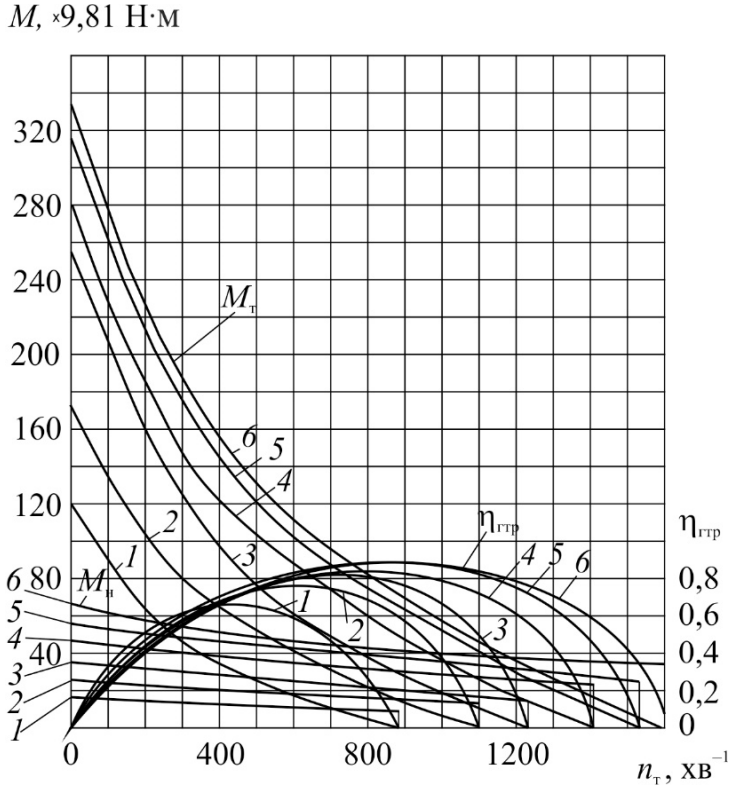


Рис. 9.2. Характеристика гідротрансформатора з поворотними лопатками у насосному колесі при постійному числі його обертів $n_{\text{н}} = 1700$ хв$^{-1}$:

1–6 – моменти та відповідні їм к.к.д. гідротрансформатора при різних положеннях лопаток

Регулювання числа обертів вала турбінного колеса гідротрансформатора при постійному числі обертів насосного колеса може виконуватися за допомогою заслінки, частково перекриваючої потік робочої рідини у насосному колесі (рис. 9.3).

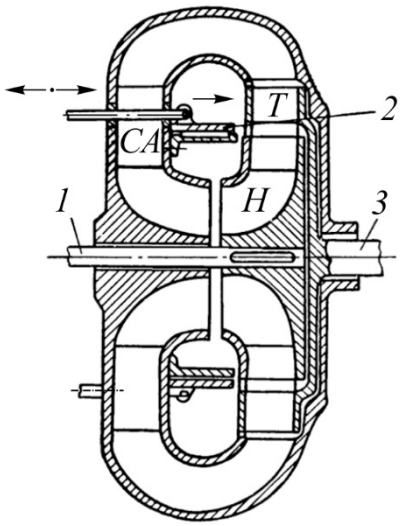


Рис. 9.3. Схема гідротрансформатора з круглою заслінкою:
1 – ведучий вал; *2* – ведений вал; *3* – кругла заслінка; *H* – насосне колесо; *T* – турбінне колесо; *CA* – спрямовувальний апарат

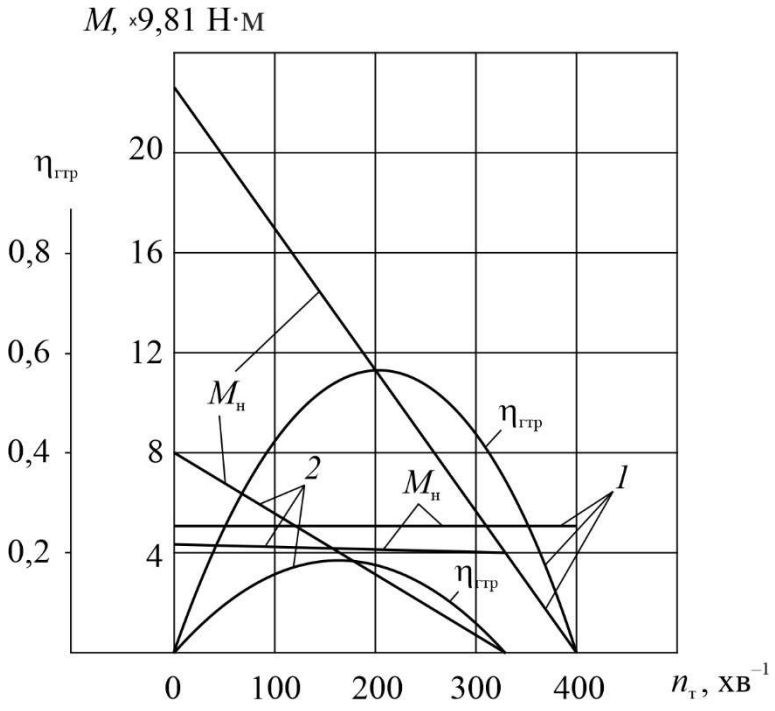


Рис. 9.4. Характеристика гідротрансформатора у разі регулювання заслінкою та за постійних обертах насосного колеса $n_н = 800$ хв$^{-1}$:
1– кругла заслінка відкрита на 100%; 2 – кругла заслінка відкрита на 25 %; $M_н$ – момент насосного колеса; $M_т$ – момент турбінного колеса; $n_н$ – число обертів насосного колеса; $n_т$ – число обертів турбінного колеса; $\eta_{гтр}$ – к.к.д. гідротрансформатора

Про економічність такого способу регулювання можна судити по приведеній характеристиці моделі гідротрансформатора, отриманій при випробуваннях у лабораторії Науково-дослідного інституту залізничного транспорту (рис. 9.4). З порівняння цієї характеристики з характеристикою, зображеною на рис. 9.2, видно, що спосіб регулювання поворотом лопаток є більш економічним у порівнянні з регулюванням заслінкою [8].

Якщо на підставі характеристик рис. 9.1, 9.2 і 9.4 порівняти між собою всі три розглянуті способи регулювання через величину к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{гтр}$ при одному й тому ж числі обертів насосного колеса (наприклад, при $n_н = 200$ хв$^{-1}$), то результати виглядатимуть таким чином:

– при регулюванні зміною наповнення $\eta_{гтр} \approx 0,42\ldots0,43$;

– при регулюванні поворотом лопаток у насосному колесі $\eta_{гтр} \approx 0,50$;

– при регулюванні заслінкою: при повністю відкритій (що використовується рідко) $\eta_{гтр} \approx 0,56$, при відкритій на 25 % – $\eta_{гтр} \approx 0,16\ldots0,18$, а у середньому $\eta_{гтр} \approx 0,37$.

Отже, при такому порівнянні спосіб регулювання поворотом лопаток у насосному колесі виглядає найбільш економічним.

Стосовно практичного застосування розглянутих способів регулювання слід відмітити, що регулювання поворотом лопаток і заслінкою можуть застосовуватися для перемикання ступенів швидкості тепловозних гідропередач з гідротрансформатором і коробкою передач, а гідротрансформатор з поворотними лопатками – як привод у поєднанні з електродвигунами змінного струму, наприклад, на електровозах змінного струму для регулювання обертів у приводах допоміжних агрегатів. А що стосується регулювання механічним впливом на потік робочої рідини у колі її циркуляції в гідропередачі, то дослідженнями, проведеними ще за радянських часів, було встановлено, що цей спосіб, як і спосіб регулювання зміною наповнення, у порівнянні з іншими не є економічним і тому практичного застосування він не отримав.

9.3. Регулювання гідромуфт

Регулювання швидкості обертання вала турбінного колеса зміною числа обертів вала первинного двигуна (дизеля). На рис. 7.8 (глава 7, п. 7.2) наведена універсальна характеристика дослідної гідромуфти, а на рис. 7.9 – тягова характеристика гідромуфти. З цих характеристик, які отримані при повному заповненні гідромуфти робочою рідиною, видно що при постійному моменті на валі насосного колеса та при зміні числа обертів вала первинного двигуна крива к.к.д. проходить полого в діапазоні зміни числа обертів вала первинного двигуна від 100 % до 50 % n_1, тобто в межах можливої зміни числа обертів. Такий спосіб регулювання є найбільш економічним і широко застосовується в тепловозних гідропередачах.

Регулювання гідромуфти зміною наповнення при постійному числі обертів первинного двигуна. К.к.д. гідромуфти $\eta_{гм}$ визначається за формулою:

$$\eta_{гм} = \frac{n_т}{n_н}, \qquad (9.1)$$

з якої видно, що при постійному числі обертів первинного двигуна ($n_н = \text{const}$) к.к.д. змінюється пропорційно до числа обертів вала турбінного колеса незалежно від зміни моменту і при цьому графічно зображується прямою лінією *2* (див. рис. 4.10). Порівняння кривої к.к.д. гідромуфти *1* на цьому рисунку при регулюванні зміною числа обертів первинного двигуна з кривою к.к.д. *2* при регулюванні гідромуфти зміною наповнення робочою рідиною свідчить про переваги регулювання зміною числа обертів первинного двигуна. Регулювання гідромуфти зміною наповнення, також, як і регулювання гідротрансформатора таким же способом, є неекономічним і в тепловозних гідропередачах не застосовується.

Причину цього було виявлено ще всередині минулого століття при випробуванні гідромуфт, коли при передаванні гідромуфтою постійного моменту зі зміною кількості робочої рідини по досягненні 50 % ковзання починалася нестійка робота, яка супроводжувалася коливаннями величини моменту й числа обертів. Максимальне збільшення моменту від нормального при цьому досягало трикратної величини, а нестійка робота усувалася введенням до конструкції гідромуфти внутрішнього дросельного диска. Далі цей процес розглядати недоцільно, оскільки в тепловозних гідропередачах регулювання гідромуфт зміною наповнення так і не став застосовуватися.

Регулювання гідромуфти механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції. Цей спосіб полягає в тому, що потік робочої рідини в колі циркуляції перекривається висувною кільцевою заслінкою (рис. 9.5). Хоча циркуляція потоку робочої рідини й припиняється по каналах робочих коліс гідромуфти, виникаюча замкнена циркуляція на вхідний і вихідних кромках лопаток і дискове тертя дають значний залишковий момент, який досягає 40 % від нормального.

Проводилися також дослідження різновиду цього способу регулювання із застосуванням дросельного диска (конкретно – впливу на роботу гідромуфти установки диска від втулки до периферії та від периферії до втулки з відображенням на характеристиках гідромуфти).

Зокрема на рис. 9.6, *а)* представлено характеристику моделі гідромуфти з тором з активним діаметром 260 мм для різних діаметрів дросельного диска, встановленого від втулки до периферії, а на рис. 9.6, *б)* – характеристику моделі гідромуфти з тим же активним діаметром і тими ж розмірами дросельного диска, але без тора.

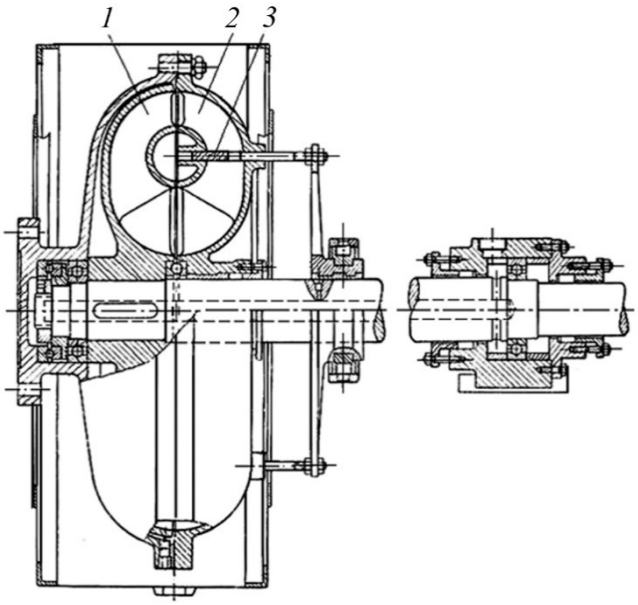


Рис. 9.5. Гідромуфта з круглою кільцевою заслінкою:
1 – турбінне колесо; 2 – насосне колесо;
3 – кругла кільцева заслінка

Ці характеристики відображують вплив дросельного диска на характеристику гідромуфти; на них видно, що для гідромуфти без тора дросельний диск діаметром до 0,5 активного діаметра гідромуфти не чинить впливу на к.к.д., а для гідромуфти з тором цей вплив виявляється для всіх діаметрів дросельного диска.

На рис 9.6, *в)* зображено характеристику гідромуфти при постійному числі обертів насосного колеса 1000 хв$^{-1}$ з дросельним диском, розташованим від периферії до втулки; як видно з цього рисунку, дросельний диск, установлений на периферії, різко змінює характеристику гідромуфти.

На основі описаного вище принципу ще за радянських часів, за екстремальних умов проводилися інтенсивні роботи з проектування тепловозів з гідравлічними й гідромеханічними передачами та, відповідно, дослідження нових конструкцій гідромуфт.

Зокрема, крім описаних вище, розроблялася гідромуфта з плоскими поворотними лопатками (рис. 9.7), у якій поворотом цих лопаток можна було здійснювати регулювання числа обертів вала турбінного колеса; однак випробування в лабораторії академіка М. Ф. Проскура довели, що ця гідромуфта реалізовувала значний залишковий момент внаслідок наявності циркуляції робочої рідини через щілини при закритих лопатках та на неповоротних лопатках.

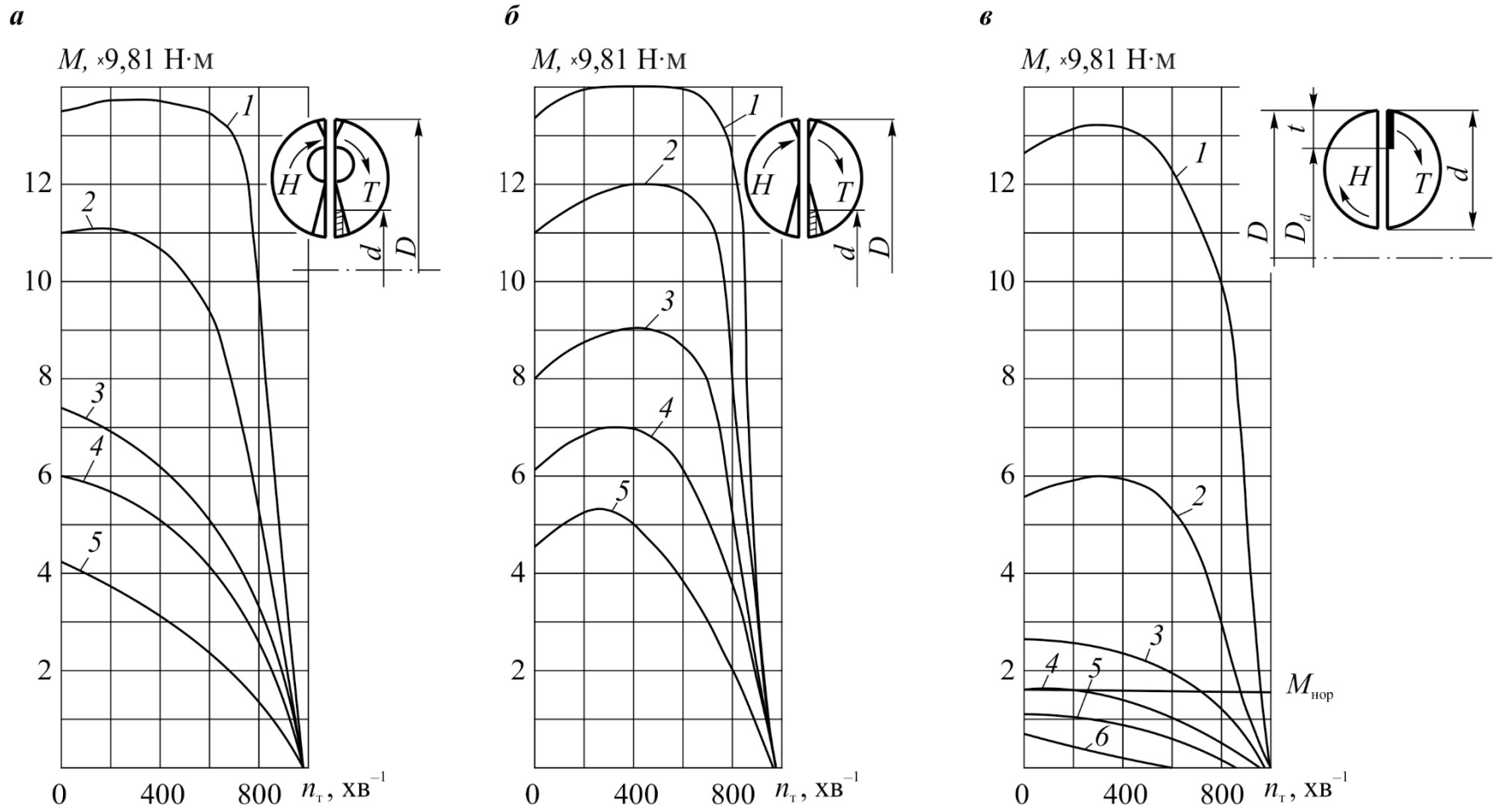


Рис. 9.6. Характеристики гідромуфти при постійному числі обертів насосного колеса $n_н$-1000 хв$^{-1}$ ***а*** – з тором і дросельним диском; ***б*** – з дросельним диском, але без тора; ***в*** – з дросельним диском на периферії; *1* – без дросельного диска; *2*…*5* – з дросельним диском при *d*, рівному: *2* – 0,40*D*; *3* – 0,46*D*; *4* – 0,49*D*; *5* – 0,55*D*; *1* – без дросельного диска; *2*…*5* – з дросельним диском при відношенні *t*/*d*, рівному: *2* –0,165; *3* – 0,250; *4* – 0,330; *5* – 0,550; *6* – 1,000

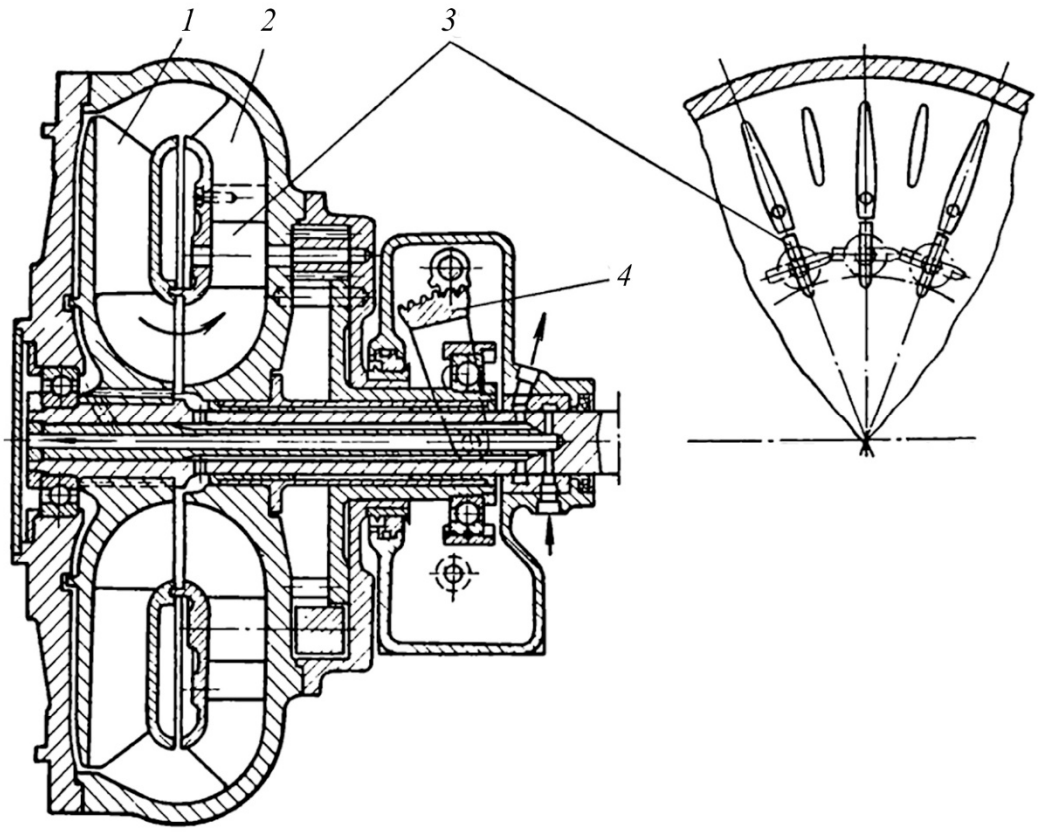


Рис. 9.7. Гідромуфта з плоскими поворотними лопатками:
1 – турбінне колесо; *2* – насосне колесо; *3* – поворотні лопатки в насосному колесі; *4* – механізм повороту лопаток

Як висновок слід зазначити, що в тепловозних гідропередачах застосовується спосіб регулювання гідромуфт зміною числа обертів первинного двигуна (дизеля), як самий економічний і зручний.

Запитання до самоконтролю

1. Що ставить на меті регулювання гідротрансформаторів і гідромуфт?

2. Способи регулювання кількості обертів турбінного колеса гідроапарата.

3. Характеристика способів регулювання гідротрансформаторів та гідромуфт.

4. Вплив способу регулювання на к.к.д. гідротрансформатора.

5. Аналіз впливу ступеня наповнення гідротрансформатора на його характеристики.

ГЛАВА 10

Основні типи гідропередач тягового рухомого складу та методичні основи їх розрахунку

10.1. Основні типи гідропередач тягового рухомого складу

Гідравлічні передачі тягового рухомого складу залізниць розділяються на дві основні групи – багатошвидкісні гідравлічні передачі та багатошвидкісні гідромеханічні передачі (див. рис. 1.2).

10.1.1. Типи багатошвидкісних гідравлічних передач

У багатошвидкісних гідравлічних передачах потужність передається за допомогою гідравлічних апаратів – гідротрансформаторів та гідромуфт. Зубчаста пара, що розташована між дизелем та самою гідропередачею або наявність зубчастих коліс між вихідним валом гідропередачі та колесами тепловоза (наприклад осьового редуктора), що не змінює тягових властивостей багатошвидкісної гідравлічної передачі, не ставить її в групу гідромеханічних. На рис. 10.1 наведена класифікація багатошвидкісних гідравлічних передач.

Переважна більшість існуючих гідравлічних передач відноситься до однопотокових, у яких вся потужність дизеля передається єдиним силовим потоком. Багатопотокові гідравлічні передачі не знайшли широкого застосування на тепловозах і були виконані в одиничних екземплярах фірмами Voith і Krupp. У передачах такого типу до кожної рушійною осі тепловоза потужність передається через окремі гідротрансформатори. Суттєвою ознакою багатопотокової гідропередачі є незалежність обертання вихідних валів гідропередачі.

Як однопотокові, так і багатопотокові передачі можуть бути складені з одного або кількох гідротрансформаторів і гідромуфт або кіл циркуляції.



Рис. 10.1. Класифікаційна схема багатошвидкісних гідравлічних передач

Гідроапарати у передачі тепловоза працюють послідовно. Вмикання та вимикання гідроапаратів здійснюється шляхом наповнення або випорожнення його кола циркуляції насосом передачі. При оптимальному суміщенні процесів випорожнення й наповнення за допомогою нескладної автоматики досягається порівняно швидке (3…5 с) й надійне перемикання швидкостей без зниження сили тяги. Рушання з місця й розгін тепловоза завжди здійснюється на гідротрансформаторі. На холостому ході, стоянці або під час руху резервом усі гідроапарати випорожнені.

Хоча передача тепловоза називається гідравлічною, до її складу надходить низка механічних вузлів – редуктори, турбінний вал, карданні вали, механічні муфти тощо, які називаються «механічною трансмісією» тепловоза.

Будь-яка багатошвидкісна гідравлічна передача локомотива складається з трьох основних частин: підвищувального редуктора, гідравлічної частини передачі (гідроапаратів, головного вала) й механічної трансмісії, яка пов’язує гідравлічну частину передачі та рушійні колісні пари (рис. 10.2).

Підвищувальний редуктор розміщується між колінчастим валом дизеля й насосним валом багатошвидкісної гідравлічної передачі.

Застосування цього редуктора дозволяє підвищити частоту обертання насосного вала передачі у порівнянні із частотою обертання колінчастого вала дизеля й суттєво зменшити масу й габарити гідроапаратів, і, відповідно, гідропередачі у цілому. Окрім цього, наявність цього редуктора надає можливості змінювати його передаточне відношення (шляхом заміни шестірень) для раціонального узгодження характеристик спільної роботи дизеля та гідропередачі. Це надає можливості застосовувати туж саму гідропередачу на тяговому рухомому складі різної потужності, з різними типами дизелів, замінивши лише зубчасту пару підвищувального редуктора. Тому такі багатошвидкісні гідравлічні передачі дістали назву уніфікованих гідравлічних передач (УГП) і застосовувались на радянських маневрових тепловозах.

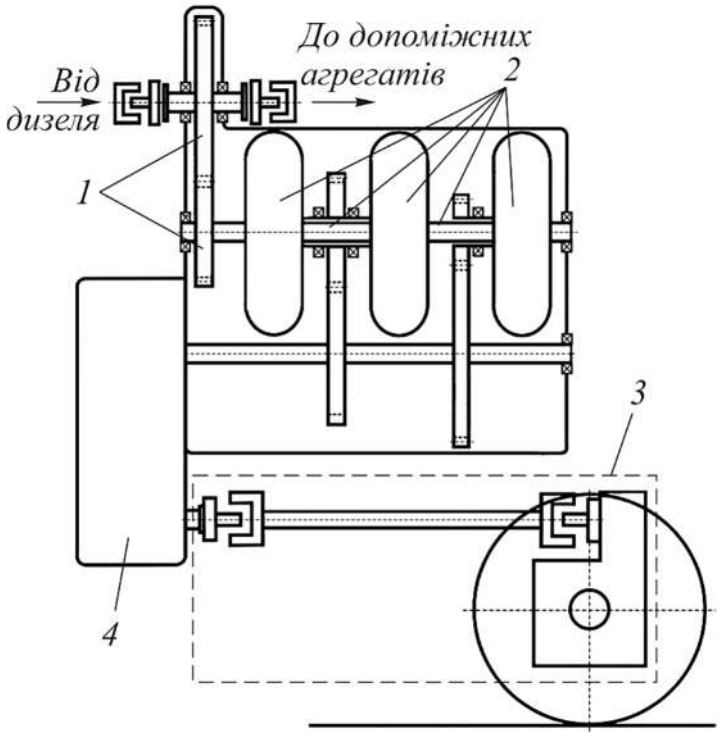


Рис. 10.2. Спрощена схема устрою багатошвидкісної гідравлічної передачі:
1 – підвищувальний редуктор; 2 – гідравлічна частина передачі; 3 – механічна трансмісія; 4 – механізм реверса

Гідравлічна частина передачі складається з двох-трьох гідроапаратів – гідромуфт та/або гідротрансформаторів, насосні частини яких механічно з'єднані між собою.

Найсучаснішим напрямком у підвищенні продуктивності маневрових і промислових тепловозів є застосування *гідрореверсивних передач,* наприклад Voith L2r4 zseU2 (рис. 10.3). У позначенні гідропередачі L 2r4 zseU2 літера L означає призначення передачі – «локомотивна» (може бути літера T, яка означає, що гідропередача призначена для моторних вагонів), 2 – типорозмір гідродинамічного контуру, r – реверсивна (вбудована реверсивна передача), 4 – кількість гідротрансформаторів, z – посилена конструкція, s – редуктор з переключенням діапазонів, e – електронне управління, U2 – тип виходу.

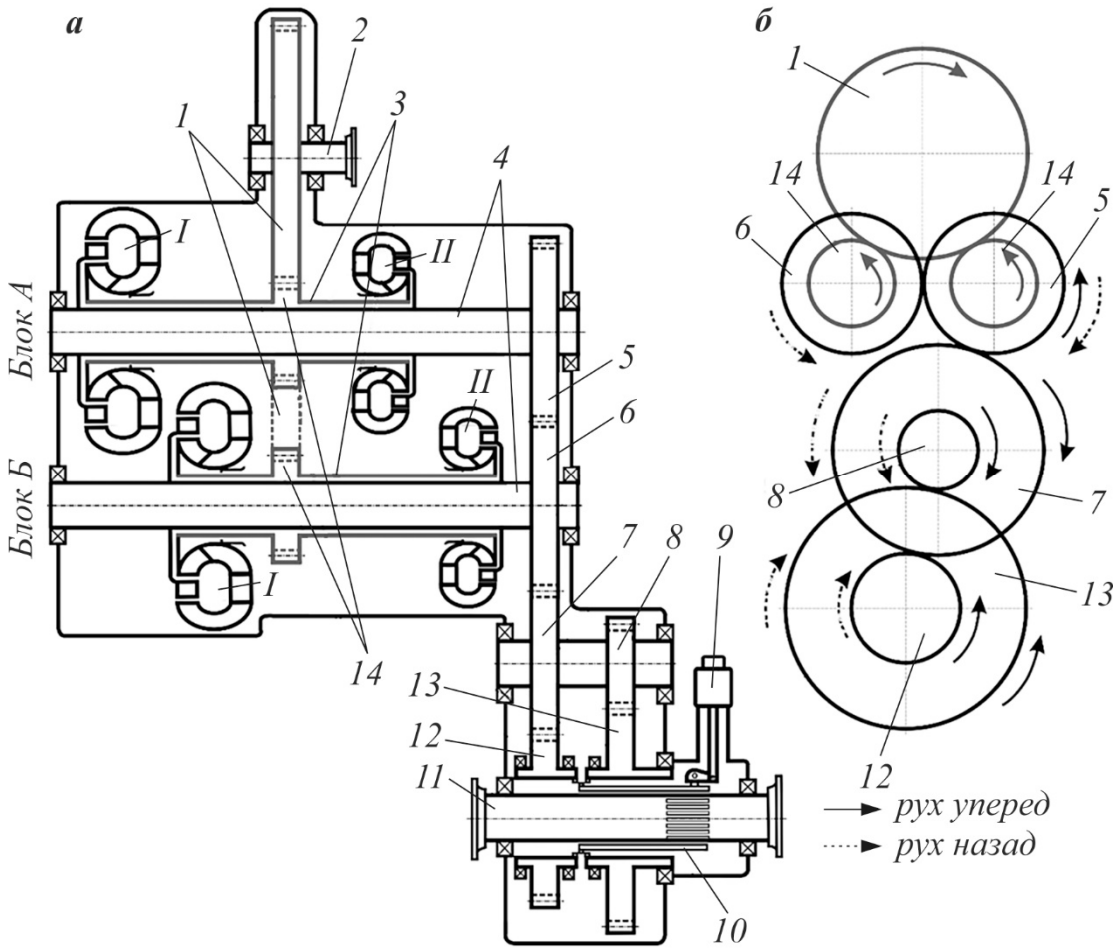


Рис. 10.3. Конструктивні особливості гідрореверсивної передачі Voith L2r4 zseU2:

а – схема гідрореверсивної передачі; *б* – схема визначення напрямку обертання шестірень передачі; *I* – пускові гідротрансформатори; *II* — маршові гідротрансформатори; *1* – зубчасте колесо підвищувального редуктора; *2* – вхідний вал; *3* – насосні вали; *4* – турбінні вали; *5* – шестірня блоку *А*; *6* – шестірня блоку *Б*; *7* – зубчасте колесо проміжного вала; *8* – шестірня проміжного вала; *9* – механізм перемикання режимів руху; *10* – шліцьова муфта; *11* – вихідний вал; *12* – шестірня поїзного режиму; *13* – зубчасте колесо маневрового режиму; *14* – шестірні підвищувального редуктора

В деяких європейських країнах накопичений значний досвід використання тепловозів з такими передачами на маневровій роботі та технологічних перевезеннях у промисловості. В СРСР та країнах СНД тепловози з таким типом передачі не будувалися. Була розроблена тільки сама гідрореверсивна передача у МІІТі.

Робота гідрореверсивної передачі заснована на властивості тепловозного гідротрансформатора передавати енергію як у тязі, так і при гальмуванні тепловоза. Гідрореверсивна передача складається з двох

блоків насосних *3* й турбінних валів *4*, а також пускових гідротрансформаторів *I* та маршових гідротрансформаторів *II*. У корпусі гідрореверсивної передачі блоки розташовуються паралельно в горизонтальній площині. Для підвищення доступності розуміння принципу дії ГРП на рис. 10.3, *а* блоки розташовані паралельно у вертикальній площині. Шестірні *5* і *6* турбінних валів *4* знаходяться в зачепленні постійно. В роботі може перебувати й реалізовувати швидкісний діапазон пусковий або маршовий гідротрансформаторів лише одного з двох блоків, а гідротрансформатори іншого блоку випорожнені. Одночасна робота гідротрансформаторів двох блоків у режимі передачі повного навантаження унеможливлюється зв'язком шестірень *7* і *8*, які обертаються в протилежні боки. Отже, згідно з рис. 10.3, *б*, насосні вали *3* обертаються від підвищувального редуктора постійно в один бік. При рушанні з місця вперед наповнюється маслом пусковий гідротрансформатор *I* блоку *А*, а у вищому швидкісному діапазоні – гідротрансформатор *II* того ж блоку, а гідротрансформатори блоку *Б* випорожнені. Потужність передається з шестірні *6* на зубчасте колесо *7* проміжного вала й далі залежно від обраного режиму руху на вихідний вал *11* через шестірню *12* або зубчасте колесо *13*. Зміна режиму руху (маневровий/поїзний) досягається перемиканням шліцьової муфти *10* шляхом її горизонтального переміщення вліво або вправо режимним механізмом *9*. В момент руху тепловоза резервом шліцьова муфта *10* займає нейтральне положення. У гідрореверсивної передачі немає механічного реверса й кулачкових муфт його перемикання, які є «найслабкішою ланкою» в звичайних багатошвидкісних гідравлічних та гідромеханічних передачах. Функції реверса в такій передачі виконує один з блоків гідротрансформаторів. Колодкові гальма, якими оснащені всі тепловози країн світу, на тепловозах з гідрореверсивною передачею виконують дублюючу, допоміжну роль, «страхуючи» гідродинамічне гальмування, й працюють, як гальма для стоянки. Для гальмування залежно від швидкості руху в роботу вступає один з двох гідротрансформаторів блоку *Б*. Відбувається наповнення гідротрансформатора блоку *Б* з поступовим зростанням гальмового моменту на шестірні *6*, що сприяє зменшенню частоти обертання шестірні *5* й зупинці тепловоза. Зміна напрямку руху відбувається миттєво й тепловоз реалізує весь швидкісний діапазон у зворотному напрямку гідроапаратами блоку *Б*. Для зупинки в режимі гідродинамічного гальмування тепер будуть використовуватись гідроапарати блоку *А* [10].

Багаторічний закордонний досвід експлуатації промислових і маневрових тепловозів з гідрореверсивною передачею довів економічну

доцільність їхнього застосування на тепловозах. У порівнянні із звичайними багатошвидкісними гідропередачами із механічним реверсом гідрореверсивні надають можливість:

– підвищити продуктивність тепловозів на 20 %;

– знизити зношування бандажів колісних пар на 15 % та значно скоротити витрату гальмових колодок (приблизно у 20 разів);

– зменшити експлуатаційні витрати на утримання й ремонт екіпажної частини тепловозів;

– підвищити експлуатаційну надійність тепловозів;

– підвищити безпеку руху.

До недоліків гідрореверсивних передач слід віднести: помітне збільшення (майже на 30 %) вагових і габаритних показників і деяке зниження паливної економічності тепловозів у порівнянні з тепловозами, обладнаними звичайними багатошвидкісними гідропередачами зі спільним турбінним валом і механічним реверсом. Поява в передачі додаткового блоку збільшує в два рази кількість гідротрансформаторів і, відповідно, лопатевих коліс, які постійно обертаються під час руху тепловоза, що приводить до збільшення так званих вентиляційних та механічних втрат у передачі й деякого зниження її к.к.д. Інакше кажучи, насосні та турбінні колеса трьох (із чотирьох) гідротрансформаторів із випорожненими колами циркуляції працюють, як вентилятори, переганяючи повітря по лопатевих системах, а на виконання передачею цієї «шкідливої» роботи витрачається певна потужність дизеля.

Одноциркуляційна багатошвидкісна гідравлічна передача із одним гідротрансформатором без коробки швидкостей на тепловозах зустрічалася порівняно рідко (тепловоз виробництва Hunslet Engine Company), проте слід згадати гідропередачу Maybach-Mekidro, у розробленні якої (1938 р.) на заводах Maybach брали участь фірми Voith й AEG. Дана гідропередача у 1950…1960-х р.р. набула широкого впровадження на залізницях ФРН, США, Великобританії внаслідок високих економічних, вагових і габаритних характеристик, які перевершували показники багатоциркуляційних гідропередач Voith, проте за експлуатаційною надійністю поступались останнім. Головний недолік передач Maybach-Mekidro полягав у складності конструкції системи автоматики й гідротрансформатором із осьовим переміщенням турбінного колеса, навантаженого повним крутним моментом, що вплинуло на поступову відмову залізниць від даної гідропередачі.

У *багатоциркуляційної* гідропередачі на першому (пусковому) ступені швидкості роботи застосовують лише гідротрансформатор, що

називається пусковим, на другому й третьому ступенях – як гідротрансформатор, який називають маршовим, так і гідромуфту. Насосні колеса усіх гідроапаратів закріплені на насосному валу передачі, на якому також закріплене зубчасте колесо підвищувального редуктора. Турбінні колеса всіх гідроапаратів механічно сполучені один з одним і працюють (передають енергію) на турбінний вал передачі і далі за допомогою одного або двох редукторів на вторинний або проміжний вал.

Механічна трансмісія забезпечує передачу механічної енергії обертання, реверсування (зміна напряму руху) від вихідного вала гідропередачі на колісні пари.

Гідравлічні й механічні частини гідропередач різних серій тепловозів суттєво відрізняються. Вибір певної кінематичної схеми гідропередачі для тепловоза залежить від великої кількості факторів – роду служби тепловоза, колісної формули, конструкційної швидкості, конструктивного виконання турбінного вала гідропередачі тощо.

На тепловозах, автомотрисах, дизель-поїздах країн світу застосовують найрізноманітніші конструкції однопотокових гідропередач, які умовно можна поділити на дві основні групи:

– однопотокові багатошвидкісні гідравлічні передачі з проміжним турбінним валом;

– однопотокові багатошвидкісні гідравлічні передачі зі спільним турбінним валом.

Відмінною рисою конструкцій багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом є наявність в передачі трьох гідроапаратів, які утворюють три кола циркуляції. Два гідроапарати мають ідентичні характеристики й передають енергію на турбінний вал через різні редуктори, а третій гідроапарат разом з другим передають енергію на турбінний вал через спільний редуктор для отримання можливості реалізації певного швидкісного діапазону. Дану конструкцію мають радянські й російські уніфіковані, а також німецькі застарілі багатошвидкісні гідравлічні передачі.

Однопотокові трициркуляційні багатошвидкісні гідравлічні передачі із проміжним турбінним валом бувають трьох типів.

Однопотокові трициркуляційні багатошвидкісні гідравлічні передачі із проміжним турбінним валом І-го типу мають у своєму складі один гідротрансформатор та дві гідромуфти (ГТР+ГМ+ГМ). До них відносяться передачі Voith L37zu, а також УГП Муромського заводу потужністю 350…500 к.с. (рис. 10.4).

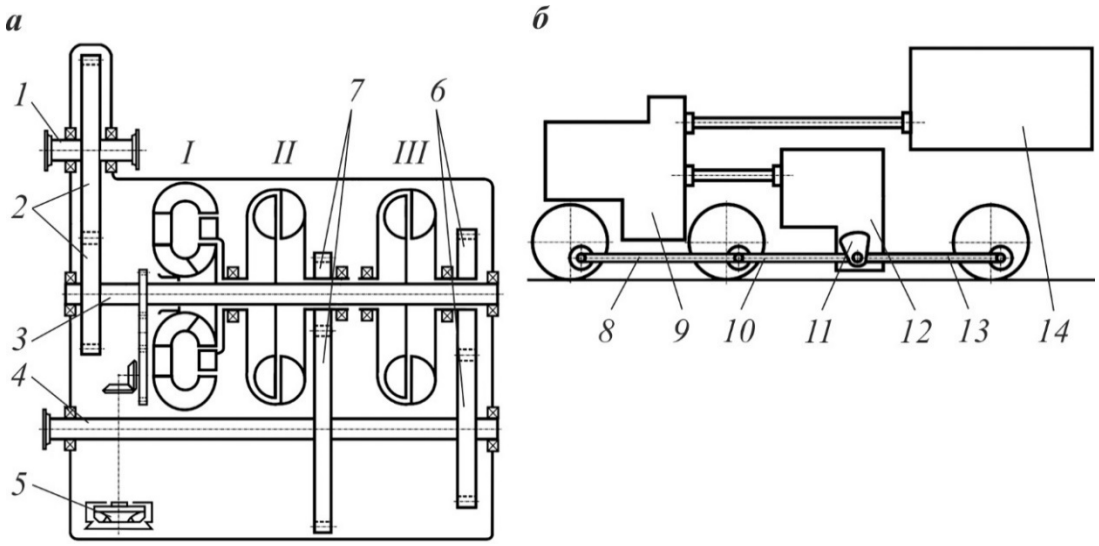


Рис. 10.4. Схема однопотокової трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом І-го типу (ГТР+ГМ+ГМ):

а – схема трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі І-го типу; *б* – схема розміщення вузлів гідропередачі на тепловозі; *I* – гідротрансформатор першого ступеня швидкості; *II* – гідромуфта другого ступеня швидкості; *III* – гідромуфта третього ступеня швидкості; *1* – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3* – насосний вал; *4* – проміжний вал; *5* – масляний насос; *6* – редуктор третього ступеня швидкості; *7* – редуктор першого та другого ступеня швидкості; *8* – задній спарник; *9* – гідропередача; *10* – середній спарник; *11* – відбійний вал; *12* – реверс-режимний редуктор; *13* – передній спарник; *14* – дизель

Крутний момент від дизеля через муфту передається на вхідний вал *1*. Підвищувальний редуктор *2* передає обертання насосному валу *3*, на якому розміщені насосні колеса всіх трьох гідроапаратів. Турбінне колесо гідротрансформатора *I* і турбінне колесо гідромуфти *II* пов'язані між собою спільним турбінним валом й через зубчасту передачу *7* передають обертання на проміжний вал *4*. Турбінне колесо гідромуфти *III* передає обертання на проміжний вал за допомогою зубчастої передачі *6*, яка має вище передаточне відношення, ніж передача *7*. Колінчастий вал дизеля обертає насосний вал із трьома насосними колесами. Тепловоз зрушує з місця після заповнення робочою рідиною гідротрансформатора *I* насосом *5*. Рух тепловоза із середніми швидкостями здійснюється на гідромуфті *II*, а вищий діапазон швидкості реалізується гідромуфтою *III*. Заповнення гідравлічних кіл циркуляції (гідромуфти або гідротрансформатора) відбувається одночасно зі зливом за допомогою спеціальної системи автоматичного керування УГП залежно від швидкості руху тепловоза.

Далі від проміжного вала передачі механічна енергія обертання передається на окремо розташований на рамі тепловоза реверс-режимний редуктор *12*, який виконаний у вигляді багатоступінчастого механічного редуктора з двома режимами роботи – маневровий та поїзний. Останній режим використовується при виконанні локомотивом вивізної роботи й під час руху по магістральних коліях. Також до складу редуктора *12* входить конічний реверсивний механізм, призначений для зміни напрямку руху тепловоза, й відбійний вал *11*, виконаний у вигляді ексцентрика. Далі від відбійного вала крутний момент передається до колісних пар тепловоза за допомогою спарників 8, 10, 13 і спеціальних пальців, які кріпляться на колісних центрах;

Однопотокові трициркуляційні багатошвидкісні гідравлічні передачі із проміжним турбінним валом II-го типу складаються з двох гідротрансформаторів і однієї гідромуфти (ГТР+ГТР+ГМ). Таке виконання мала БГП Voith L217 (рис. 10.5), а також УГП Калузького машинобудівного заводу потужністю 750…1200 к.с. (рис. 10.6).

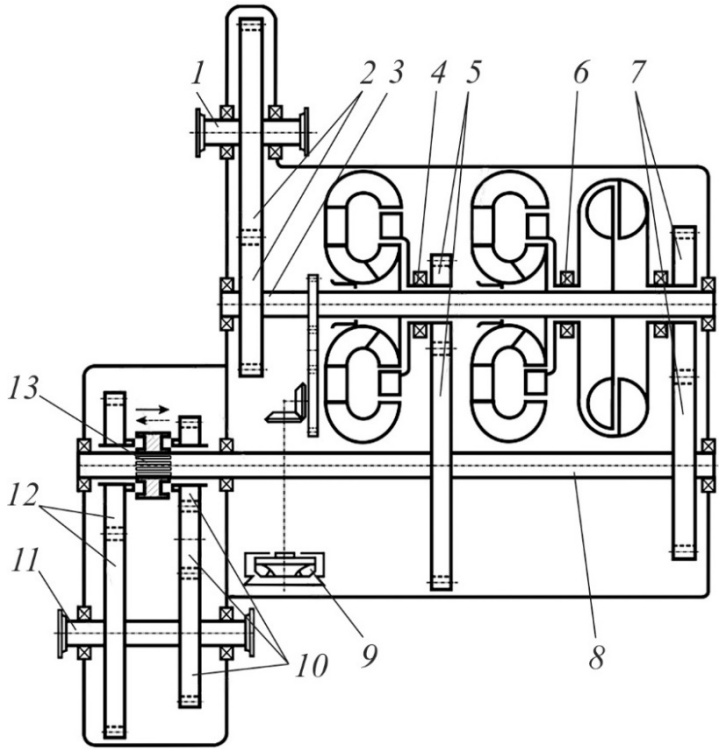


Рис. 10.5. Схема однопотокової трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом II-го типу (ГТР+ ГТР +ГМ) виробництва Voith:
1 – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3* – вал насосних коліс; *4* – турбінний вал першого ступеня швидкості; *5* – редуктор першого ступеня швидкості; *6* – турбінний вал другого та третього ступенів швидкості; *7* – редуктор другого та третього ступенів швидкості; *8* – вторинний вал; *9* – масляний насос; *10*, *12* – реверсивні шестірні; *11* – вихідний вал; *13* – кулачкова муфта

Принцип роботи гідроапаратів є аналогічним попередньо розглянутій гідропередачі. Зміна напрямку руху досягається за допомогою кулачкової муфти *13* (рис. 10.5), що переміщується по шліцах і може

з’єднуватися з вихідним валом *11* або через зубчасту пару *12* реверса, або при зворотному ході через зубчасте зачеплення *10*.

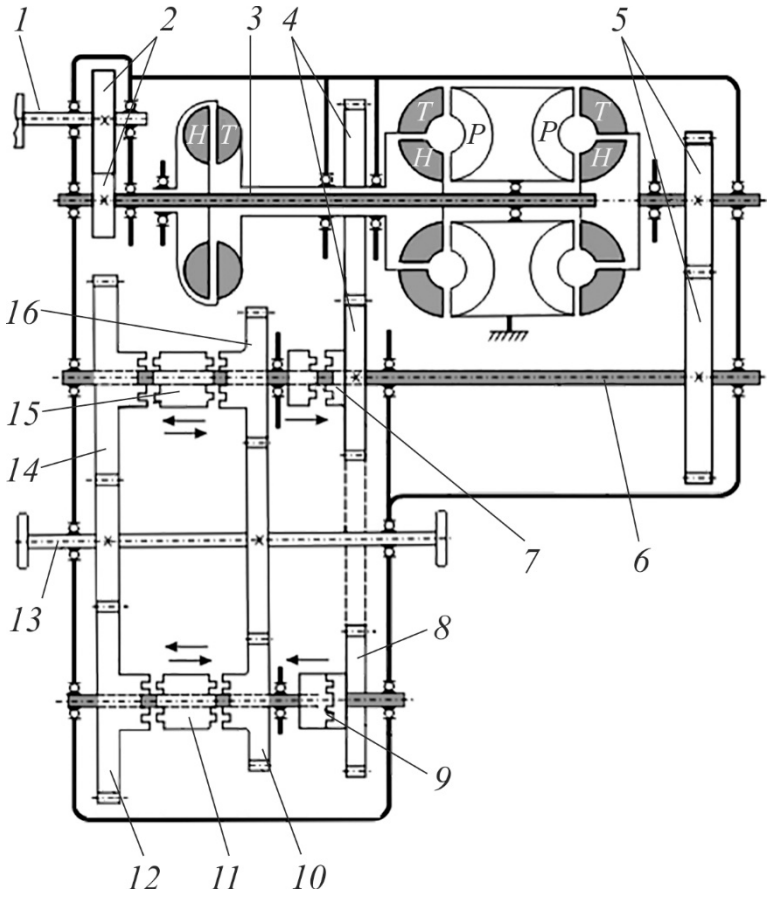


Рис. 10.6. Схема однопотокової трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом II-го типу (2ГТР +ГМ) УГП 750-1200:
1 – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3* – вал насосних коліс; *4* – редуктор другого та третього ступеня швидкості; *5* – редуктор першого ступеня швидкості; *6* – вторинний вал; *7*, *9*, *11*, *15* – кулачкові муфти; *8* – зубчасте колесо; *10*, *16* – шестірні маневрового режиму; *12*, *14* – шестірні поїзного режиму; *13* – вихідний вал

На вихідний вал УГП 750-1200 крутний момент передається через відповідні режимні й реверсивні шестірні. Уся система зубчатих коліс у вітчизняній термінології від гідроапаратів до вихідного вала називається реверс-редуктором.

Для переднього ходу вмикається кулачкова муфта *7* (рис. 10.6), а для заднього – *9*. Зубчасті колеса *4* й *8* перебувають в зачепленні постійно. Цей зв’язок позначений пунктирною лінією. Поїзний і маневровий режими створюються вмиканням кулачкових муфт *15* (під час

руху вперед) і *11* (під час руху назад). Для вмикання поїзного режиму (високі значення швидкості внаслідок більшого передаточного відношення) кулачкові муфти переміщуються вліво, а для маневрового (високі значення сили тяги внаслідок меншого передаточного відношення) – вправо. Внаслідок створюється кінематичний зв'язок із вихідним валом через відповідну комбінацію з'єднання зубчастих коліс.

Однопотокові трициркуляційні багатошвидкісні гідравлічні передачі із проміжним турбінним валом III-го типу складені з трьох гідротрансформаторів, – це гідропередачі Voith L36, Voith L306 й Voith L308 (рис. 10.7).

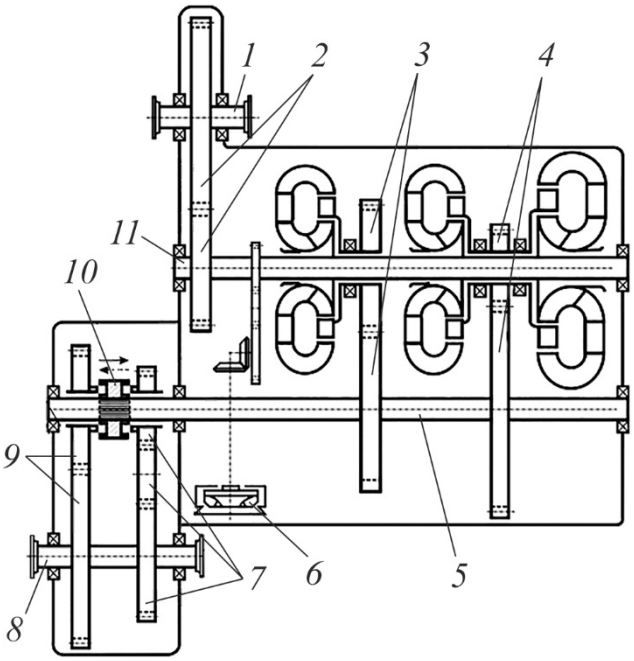


Рис. 10.7. Схема однопотокової трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом III-го типу (ГТР+ГТР+ГТР):
1 – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3* – редуктор третього ступеня швидкості; *4* – редуктор першого та другого ступеня швидкості; *5* – вторинний вал; *6* – масляний насос; *7*, *9* – реверсивні шестірні; *8* – вихідний вал; *10* – кулачкова муфта; *11* – вал насосних коліс

Принцип дії даної ГДП є аналогічним до описаних вище.

Розглянуті передачі були спроектовані в 50…60 р.р. XX ст. й вважаються морально застарілими. Вони мають високу вагу й габарити, недостатню економічність й ресурс роботи в порівнянні з іншими типами багатошвидкісних гідравлічних передач.

Більш прогресивними в практиці світового тепловозобудування є *багатошвидкісні гідравлічні передачі із загальним турбінним валом*, у конструкціях яких застосовуються два гідротрансформатора (тепловозні – Voith L520, L620) або гідротрансформатор та гідромуфта (для рейкових автобусів – Voith T211, T311) – рис. 10.8 – з різними універсальними характеристиками, що дозволяє передавати потужність з гідротрансформатора на реверсивні шестірні без використання механічних ступенів швидкості з різними передаточними відношеннями. Такий тип багатошвидкісної гідравлічної передачі дозволяє зменшити

масогабаритні показники на 20…25 %, підвищити економічні показники й к.к.д. передачі на 2…3 % [10].

Конструктивне виконання реверсивного механізму серійних багатошвидкісних гідравлічних передач із загальним турбінним валом різниться від наведеного на рис. 10.8, проте принцип дії є незмінним.

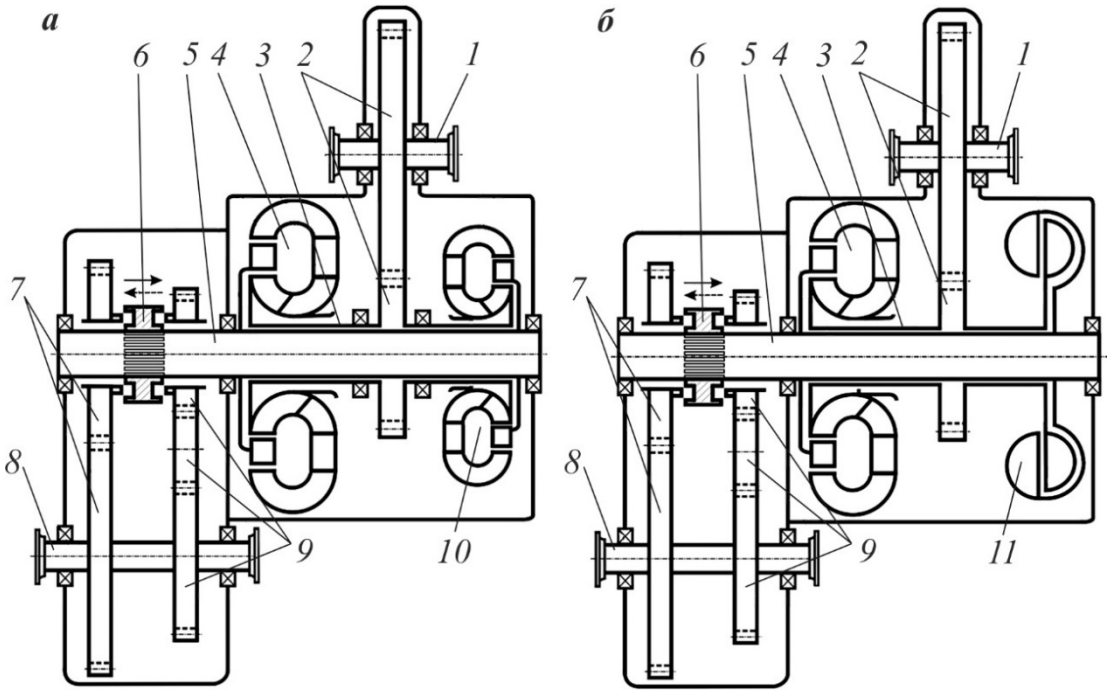


Рис. 10.8. Схема однопотокової двоциркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із загальним турбінним валом:

а – типу ГТР+ГТР; *б* – типу ГТР+ГМ; *1* – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3* – насосний вал; *4* – пусковий гідротрансформатор; *5* – турбінний вал; *6* – кулачкова муфта; *7*, 9 – реверсивні шестірні; *8* – вихідний вал; *10* – маршовий гідротрансформатор; *11* – гідромуфта

Багатопотокові багатошвидкісні гідравлічні передачі тепловозів будувались в меншій кількості. У передачах такого типу до кожної рушійної осі тепловоза або групи осей потужність передається через окремі гідротрансформатори. Відмінною ознакою багатопотокових багатошвидкісних гідравлічних передач є незалежність обертання вихідних валів гідропередачі.

Існує дві концепції створення такого типу силових передач для використання на тепловозах з візковою екіпажною частиною:

– при наявності на рамі тепловоза одного двигуна, з’єднаного з однопотоковою багатошвидкісною гідравлічною передачею за схемою передачі потужності, що механічно пов’язаними через вали

виявляються не тільки осі одного візка, але й усі осі обох візків. У тепловозів із двома двигунами на одній рамі й двома однопотоковими гідропередачами валами пов'язуються осі одного візка;

– потужність на вході в багатошвидкісну гідравлічну передачу розділяється на кілька силових потоків, які на виході з передачі надходять до осей або груп осей незалежно один від одного. У порівнянні з однопотоковими гідропередачами цей тип залежно від поділу потужності на дві або три частини можна назвати дво- або трипотоковими багатошвидкісними гідравлічними передачами, тобто багатопотоковими.

У декількох колах циркуляції насосні колеса обертаються синхронно від однієї підвищувальної передачі. Турбінні колеса паралельно працюючих кіл циркуляції й інші частини передачі є повністю самостійними. Отже, відмінною ознакою багатошвидкісних гідравлічних передач багатопотокового типу є незалежність ведених валів.

Кожен потік передає лише частину потужності, тому елементи конструкції потоку розраховуються тільки на цю частину потужності. Виконання багатошвидкісної гідравлічної передачі ролі не грає, тобто потрібний режим руху може досягатися або окремим гідротрансформаторами із багатошвидкісною коробкою передач, або кількома колами циркуляції, які вмикаються послідовно в дію шляхом наповнення й випорожнення. Вид кола циркуляції також не важливий – ступені швидкості можуть бути утворені винятково гідротрансформаторами або певним сполученням гідротрансформаторів та гідромуфт.

Найбільш конструкційно доцільним з багатопотокових гідропередач слід вважати двопотоковий тип, тому що поділ потужності на два потоки відповідає конструкційній схемі й особливостям тепловоза з двома візками. Різновид конструкційного виконання, який за наявності одного двигуна й однієї двопотокової передачі дозволяє обертати колісні пари двох візків незалежно один від одного, наведений на рис. 10.9.

Такою передачею досягається незалежний поділ потужності, що дозволяє використовувати два двигуни, до кожного з яких підключається однопотокова гідропередача. Можливі труднощі відносно рівного використання потужності кожного двигуна, які виникають при механічному зв'язку осей, в розглянутому виконанні не спостерігаються. Двопотокова гідропередача (див. рис. 10.9) встановлена на німецьких вантажо-пасажирських тепловозах Voith 30CC, 40CC. Різновид, при якому на одній головній рамі встановлені два двигуни й дві двопотокові гідропередачі, широкого розповсюдження не набув.

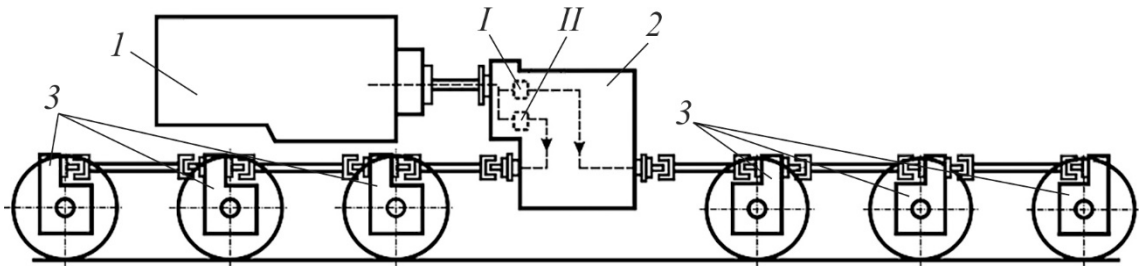


Рис. 10.9. Принцип поділу потужності у двопотоковій гідропередачі:
I, *II* – перший та другий потоки передачі потужності; *1* – дизель; *2* – двопотокова гідропередача; *3* – осьові редуктори

Автономність вихідних валів гідропередачі дозволяє відзначити такі переваги цих схем:

– діаметри бандажів колісної пари або групи колісних пар одного візка не залежать від діаметрів бандажів колісних пар іншого візка. Якщо гідропередача складається тільки з гідротрансформаторів, то допустимі відхилення діаметрів коліс визначаються не умовами роботи гідропередачі, а величиною дозволеного прокату. Нові колісні пари й колісні пари з допустимим значенням зносу бандажів можуть одночасно працювати в різних потоках гідропередачі, тобто досягнута майже абсолютна їх незалежність. Обточування колісних пар, включених у різні потоки гідропередачі для уникнення перевантажень осьових передач і карданних валів не потрібне, що дозволяє економити метал і витрати на ремонт колісних пар;

– кола циркуляції й деталі багатопотокових гідропередач, окрім карданних валів деяких типів гідропередач, мають абсолютно однакові розміри. Внаслідок відсутності додаткових навантажень автоматично досягається більша довговічність передачі;

– боксування групи осей, які приводяться одним потоком гідропередачі, не поширюється на іншу групу осей іншого потоку, які продовжують працювати з повним навантаженням на відміну від електропередачі;

– в двопотоковій гідропередачі для кожного потоку потужності використовуються деталі менших розмірів, ніж в однопотокових гідропередачах;

– поділом потужності гідропередачі в експлуатації досягається можливість вимкнення у випадку несправності відповідного потоку шляхом припинення наповнення або перекриття лопаток гідроапаратів, або відключення відповідного карданного вала шляхом переведення

муфти реверса в нейтральне положення. Це дозволяє продовжувати експлуатацію на заниженій потужності (50…75%), залежно від кількості справних потоків;

– багатопотокові гідропередачі володіють вищою чутливістю регулювання сили тяги. Відомо, що сила тяги, яка реалізується тепловозами з однопотоковими гідропередачами, при номінальній частоті обертання вала дизеля є значно вищою за допустиме значення по зчепленню коліс із рейками. Частоту обертів колінчастого вала дизеля у режимі холостого хода прагнули знижувати настільки, наскільки це технічно можливо за умовами крутильних коливань колінчастого вала та стійкості робочого процесу дизеля. Співвідношення значень частот обертання у режимах холостого хода й повного навантаження знаходяться у співвідношенні 1:2. Навіть при досягненні сприятливого співвідношення 1:3 найменша сила тяги при рушанні з місця становить лише 11 % максимальної сили тяги. Передача, виконана за схемою на рис. 10.9, дозволяє знижувати початкову силу тяги до 5,5 % від максимальної. Для цього на першій ступені швидкості слід вмикати тільки один потік передачі потужності;

– якщо при перемиканні ступенів існує «провал» сили тяги, то двопотокові гідропередачі можуть перемикати ступені потоків по черзі. Послідовне перемикання супроводжується лише деяким падінням сили тяги.

Проте багатопотоковим гідропередачам у порівнянні з однопотоковими властиві низка недоліків:

– групи осей, що мають окремий привод, у порівнянні з груповим приводом у більшій мірі зазнають боксування;

– багатопотокові передачі мають більшу кількість деталей, що підвищує ймовірність виходу з ладу окремих елементів;

– багатопотокові передачі вимагають додаткових витрат та мають збільшену вагу.

Поділ потужності на два потоки вимагає паралельного розташування обох кіл циркуляції. Вхідний вал розташовується посередині між насосними валами.

На рис. 10.10 наведені для порівняння розміри однопотокової й двопотокової гідропередачі. Загальна вартість підшипників і зубчастих коліс майже однакова для двопотокової й однопотокової передач.

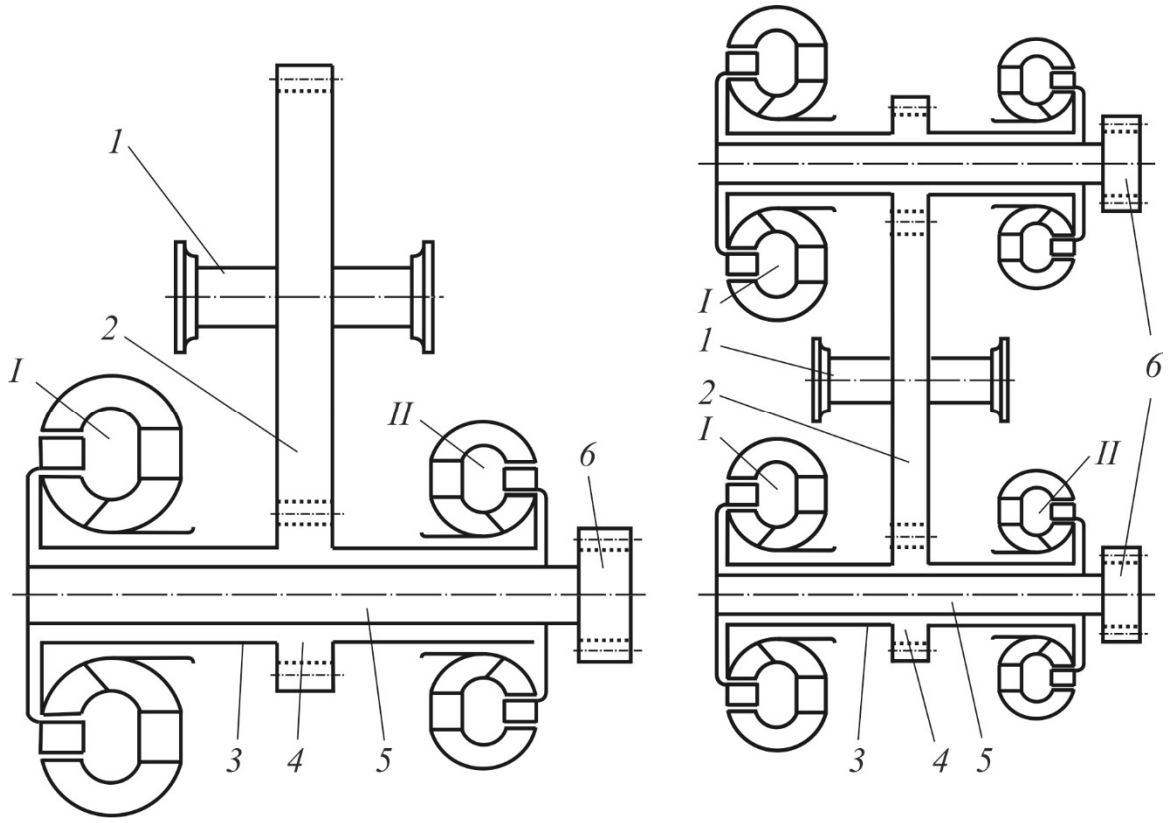


Рис. 10.10. Порівняння розмірів однопотокової та двопотокової багатошвидкісних гідравлічних передач:

а – однопотокова гідропередача; *б* – двопотокова гідропередача; *I* – пусковий гідротрансформатор; *II* – маршовий гідротрансформатор; *1* – вхідний вал; *2* – зубчасте колесо підвищувального редуктора; *3* – шестірня підвищувального редуктора; *4* – вал насосних коліс; *5* – турбінний вал; *6* – реверсивна шестірня

Для зменшення ваги, габаритних розмірів і вартості передачі необхідно гранично знижувати розміри кіл циркуляції. Розміри ущільнень, підшипників, болтових з'єднань й зазорів скорочуються непропорційно зміні потужності. Довжина при половинній потужності скоротиться до 80 %. Щоб коло циркуляції з активним діаметром, зменшеним до 71 % діаметра кола циркуляції однопотокової гідропередачі, передавало половинну потужність, швидкість обертання насосного вала має бути збільшена на 40 %. Діаметри й ширина зубчастого колеса й шестірень вхідного й насосного валів зменшуються до 30 %.

До елементів трансформації крутного моменту приєднується механізм зміни напрямку руху. Механізм реверса нараховує п'ять циліндричних шестірень, які розташовуються на трьох валах (рис. 10.5, 10.7, 10.8) і в двох площинах, і забезпечує зачеплення двох і трьох

шестірень. Для двопотокової гідропередачі слід встановлювати два реверсивних механізми, проте вдається досягти значного спрощення.

На рис. 10.11 наведено найпростіший випадок, коли реверс примикає безпосередньо до кіл циркуляції. Реверсивний механізм складається з шести циліндричних шестірень *4*, *5*, *7*, *10*, *11*, *13*, розміщених на чотирьох валах *3*, *8*, *9*, два з яких є вхідними, а інші вихідними валами реверса.

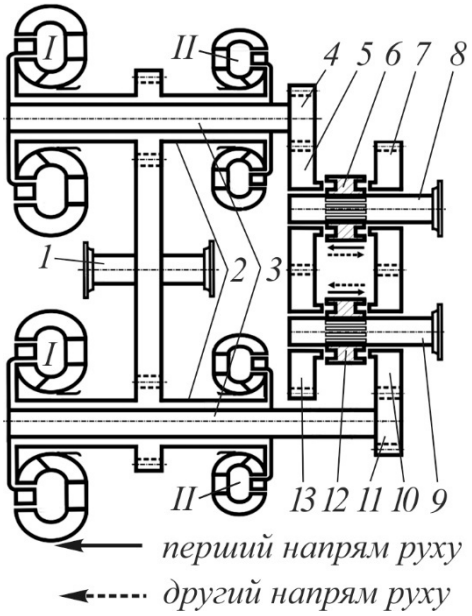


Рис. 10.11. Схема багатопотокової багатошвидкісної гідравлічної передачі із шістьма реверсивними шестірнями: *I* – пусковий ГТР; *II* – маршовий ГТР; *1* — вхідний вал; *2* – насосний вал; *3* – турбінний вал; *4*, *5*, *7*, *10*, *11*, *13* – реверсивні шестірні; *6*, *12* – кулачкові муфти; *8*, *9* – вихідні вали

З огляду на автономність вхідних і вихідних валів, чотири вали реверса є абсолютним мінімумом, при якому досягається незалежність роботи обох потоків передачі.

Шестірні, як і у звичайному реверсі, розташовуються найпростішим чином у двох площинах, причому в обох випадках між площинами двох шестірень вбудовані двосторонні кулачкові муфти вмикання. Перший напрямок руху досягається з'єднанням шестірень *4* й *5* кулачковою муфтою *6* з вихідним валом *8* і з'єднанням шестірень *11* й *10* муфтою *12* з вихідним валом *9*. Другий напрямок руху досягається за допомогою шестірень *11*, *10*, *7* і муфти 6, яка з'єднує шестірню *7* і вихідний вал *8*. Шестірні *4*, *5*, *13* і муфта *12* передають потужність потоку на вихідний вал *9*. Коли муфти вмикання перебувають в нейтральному положенні, обидва вихідні вали відключаються. Зуби п'яти

шестірень реверсивного механізму однопотокової гідропередачі розраховуються на повну потужність, а шість шестірень двопотокової гідропередачі повинні розраховуватися на половинну потужність.

10.1.2. Типи багатошвидкісних гідромеханічних передач

Багатошвидкісна гідромеханічна передача складається з гідравлічних апаратів і зубчастих коліс. Потужність у такій передачі може передаватися послідовно або паралельно, крім цього, в певній частині діапазону швидкостей руху тепловоза можлива передача потужності тільки гідравлічним або тільки механічним шляхом. Тому такі передачі мають властивості як гідравлічної, так і механічної передач. Характеристики певної передачі залежать від компонування гідравлічних і механічних елементів.

В гідромеханічній передачі поєднуються головні позитивні якості гідравлічної передачі – безступінчастість, та механічної передачі – відносно високий к.к.д.

У порівнянні із розглянутими гідравлічними передачами гідромеханічні мають таки переваги:

– менші габаритні розміри та масса;

– більш високі середні значення к.к.д., особливо на часткових навантаженнях;

– менші вентиляційні й механічні втрати;

– менший час на процеси перемикання швидкостей (здійснюється за частки секунди, тоді як випорожнення й наповнення гідроапаратів гідравлічної передачі становить 3…5 с).

Класифікаційна схема гідромеханічних передач наведена на рис. 10.12.

Основною відмінністю сучасних гідромеханічних передач від гідравлічних є наявність планетарного редуктора. Планетарний редуктор – це механічна система, яка складається з кількох планетарних шестірень (сателітів) *4*, що обертаються навколо центральної, (сонячної) шестірні *2* (рис. 10.13).

Планетарні шестірні фіксуються разом за допомогою водила *3*. Планетарна передача може включати додаткову зовнішню коронну шестірню *1* (епіцикл), яка має внутрішнє зачеплення із планетарними шестірнями.

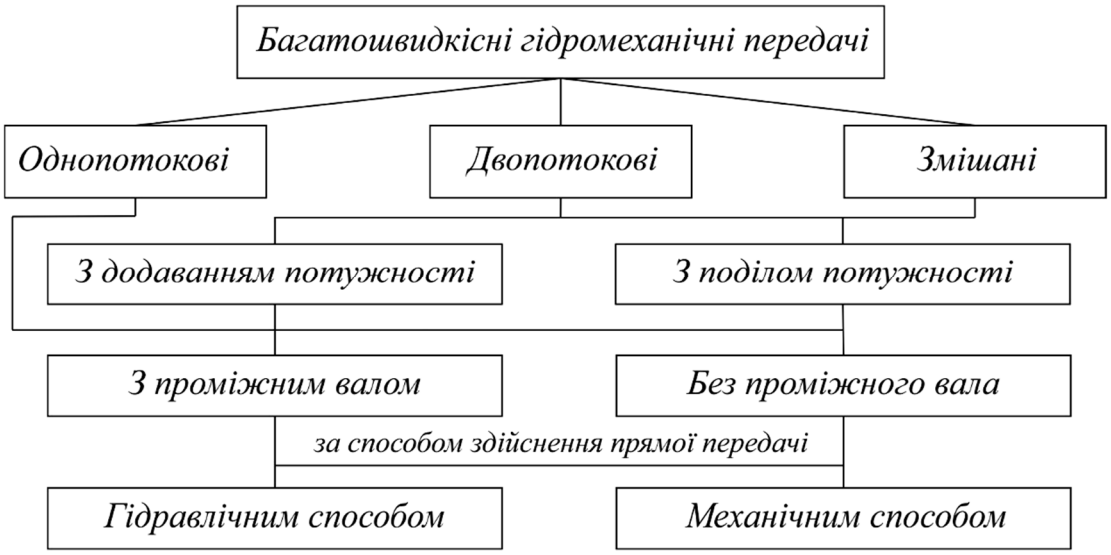


Рис. 10.12. Класифікаційна схема багатошвидкісних гідромеханічних передач

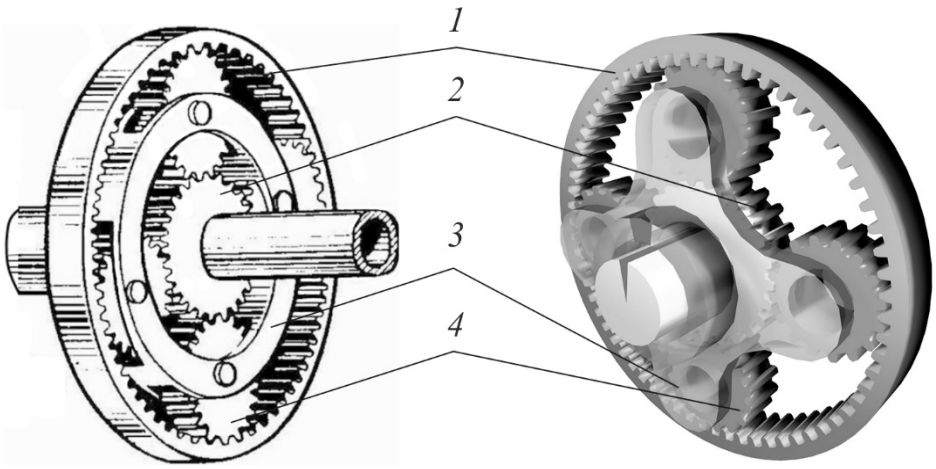


Рис. 10.13. Будова планетарного редуктора:
1 – епіцикл; *2* – сонячна шестірня; *3* – водило; *4* – сателіт

Передаточне відношення такої передачі візуально визначити складно, тому що система може обертатись кількома різними способами. Водило *3* жорстко фіксує осі кількох сателітів *4* однакових розмірів, що перебувають в зачепленні із сонячною шестірнею *2*.

Коли планетарна передача працює як редуктор, то один із трьох її основних елементів фіксується нерухомо, другий елемент використовується як ведучий, а третій – як ведений. Таким чином, передаточне відношення буде залежати від кількості зубів кожного компонента й від того, який елемент закріплений.

У випадку, коли водило зафіксоване й потужність надходить через сонячну шестірню, сателіти обертаються на місці зі швидкістю, обумовленою відношенням кількості зубів сателіта до зубів сонячної шестірні (рис. 10.14). Якщо позначити кількість зубів сонячної шестірні z_1, а кількість зубів сателітів z_2, то передаточне відношення буде визначатися – z_1/z_2, тобто якщо у сонячної шестірні 24 зуби, а у сателітів по 16 зубів, то передаточне відношення буде становити – 24/16, що означає поворот сателітів на 1,5 оберти в протилежному напрямку відносно сонячної шестірні.

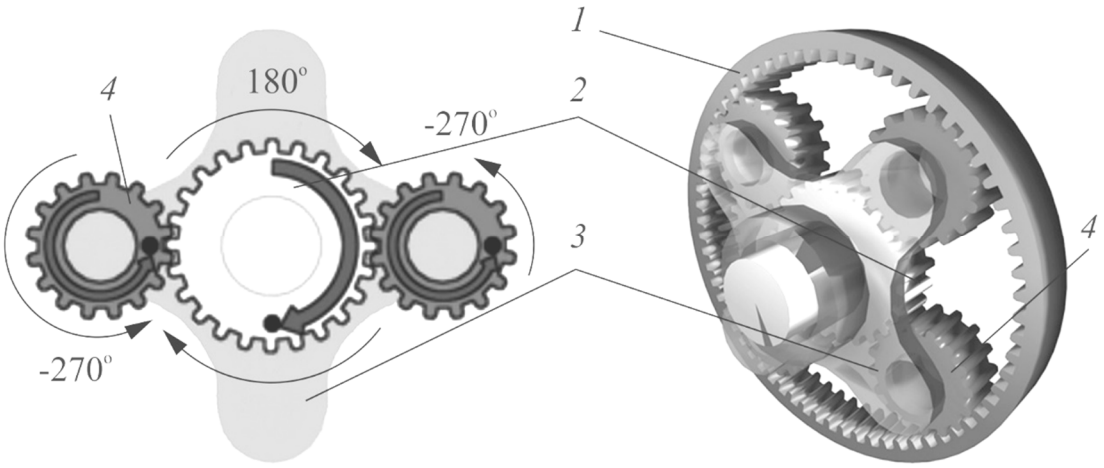


Рис. 10.14. Схема взаємодії елементів планетарного редуктора:
1 – епіцикл; *2* – сонячна шестірня; *3* – водило; *4* – сателіт

Обертання сателітів може передаватися епіциклу з відповідним передаточним відношенням. Якщо епіцикл має z_3 зуби, то він буде обертатися зі співвідношенням z_2/z_3 відносно сателітів (перед дробом мінус відсутній, тому що внутрішнє зачеплення забезпечує обертання в один бік). Якщо епіцикл має 64 зуби, то передаточне відношення становить 16/64. Отже, об'єднавши обидва приклади, отримаємо:

– один оберт сонячної шестірні забезпечує $-z_1/z_2$ обертів сателітів;

– один оберт сателіта забезпечує z_2/z_3 обертів епіциклу.

Отже, якщо водило заблоковане, загальне передаточне відношення системи становитиме $-z_1/z_3$.

У випадку, якщо закріплено епіцикл, а потужність підводиться до водила, передаточне відношення на сонячну шестірню буде більше одиниці й складатиме $1+z_3/z_1$.

Якщо закріпити епіцикл, а потужність підводити до сонячної шестірні, то потужність повинна зніматися з водила й передаточне відношення дорівнюватиме $1/(1+z_3/z_1)$. Це найменше передаточне відношення, яке може бути отримане в планетарній передачі. Такі передачі також широко використовуються у дорожньо-будівельній техніці, де слід реалізовувати високий крутний момент на колесах при невисокій швидкості.

До *однопотокових багатошвидкісних гідромеханічних передач* відносяться передачі, у яких вся потужність від дизеля до колісних пар тепловоза передається єдиним потоком, при цьому залежно від ступеня швидкості руху передача потужності відбувається через гідроапарат і коробку швидкостей, а далі тільки через гідроапарат або тільки механічним шляхом. До даного типу гідромеханічних передач відносяться передача Voith-DIWA.

В 1949 р. концерн Voith розробив перші модифікації однопотокової гідромеханічної передачі, яка отримала назву Voith-DIWA, що розшифровується як Differenzial-Wandler (диференціал–гідротрансформатор), диференціал означає планетарний редуктор [11].

Схема розміщення вузлів однопотокової гідромеханічної передачі Voith-DIWA наведена на рис. 10.15. В режимі холостого ходу всі фрикційні муфти розімкнені й передача потужності не відбувається. На першому ступені швидкості замикається фрикційна муфта *1* й муфта над сателітом *7*, що забезпечує принцип поділу потужності між гідравлічною й механічною частинами для досягнення плавного рушання з місця з реалізацією високих тягових зусиль.

Автоматичне перемикання швидкостей залежить від швидкості руху й на другому ступені вмикається гальмо насосного колеса *5* й роз'єднується фрикційна муфта над сателітом *7*. Передача потужності здійснюється лише механічним шляхом. При досягненні швидкості руху 50 % від конструкційної, розмикається фрикційна муфта *1* й замикається фрикційна муфта *3* й реалізується третій ступінь швидкості.

При досягненні швидкості руху 70 % від конструкційної, розмикається фрикційна муфта *3* й замикається фрикційна муфта *4* й реалізується четвертий ступінь швидкості. Для реалізації реверсування однопотокова гідромеханічна передача передає потужність за аналогією з першим ступенем швидкості гідравлічним й механічним шляхом при замкнених фрикційних муфтах *1* й *8*. Гідродинамічне гальмування здійснюється замиканням муфт *1*, *8* й гальма насосного колеса *5* для

створення гальмівного крутного моменту. Надмірне тепловиділення усувається теплообмінником *9*.

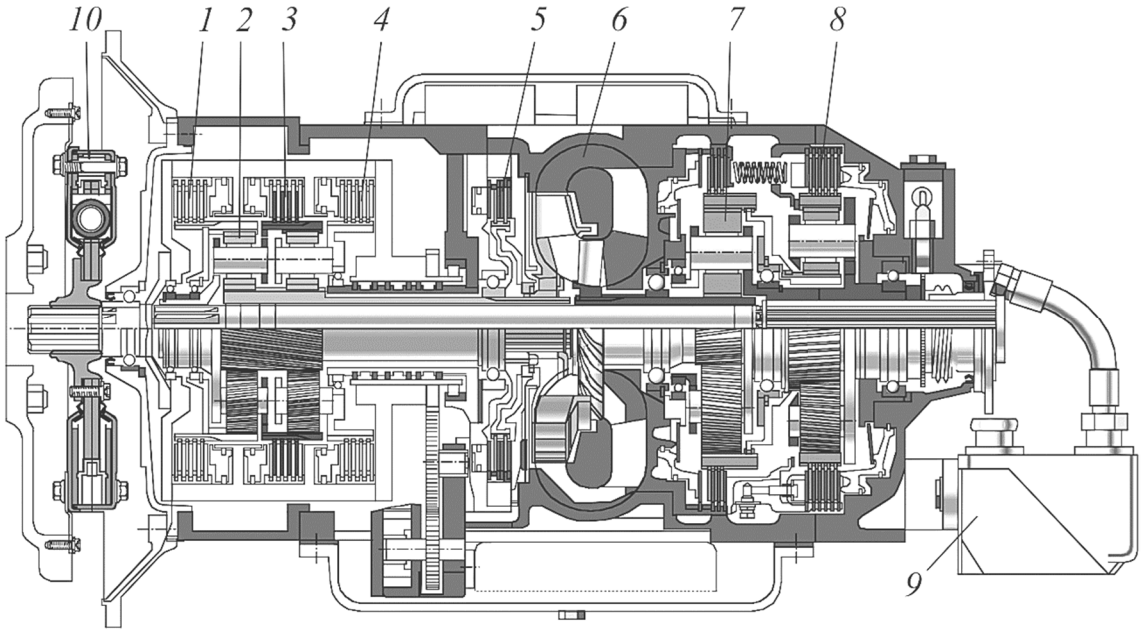


Рис. 10.15. Схема розміщення вузлів однопотокової гідромеханічної передачі Voith-DIWA:

1, *3*, *4* – фрикційні муфти; *2*, *7* – сателіти планетарних редукторів; *5* – гальмо насосного колеса; *6* – ГТР другого класу; *8* – фрикційна муфта реверсивного планетарного редуктора; *9* – теплообмінник; 10 – гасник вібраційних коливань

Схеми передачі потужності при різних режимах роботи гідромеханічної передачі Voith-DIWA наведені на рис. 10.16.

Модифікації даної однопотокової гідромеханічної передачі, що являє собою компактну й економічну транспортну силову дизель-гідромеханічну установку з високим коефіцієнтом використання потужності в діапазоні робочих швидкостей, випускаються на вхідну потужність до 350 кВт і використовуються на автобусах та двовісних і чотиривісних рейкових автобусах [12].

Однопотокова гідромеханічна передача дизель-поїзда Д1 на низьких швидкостях руху (рис. 10.17) передає потужність дизеля через вхідний вал *1*, підвищувальний редуктор *2*, зубчасту пару *5*, гідротрансформатор *6*, зубчасті пари *7* й *8* на вихідний вал *9* і далі на привод колісних пар.

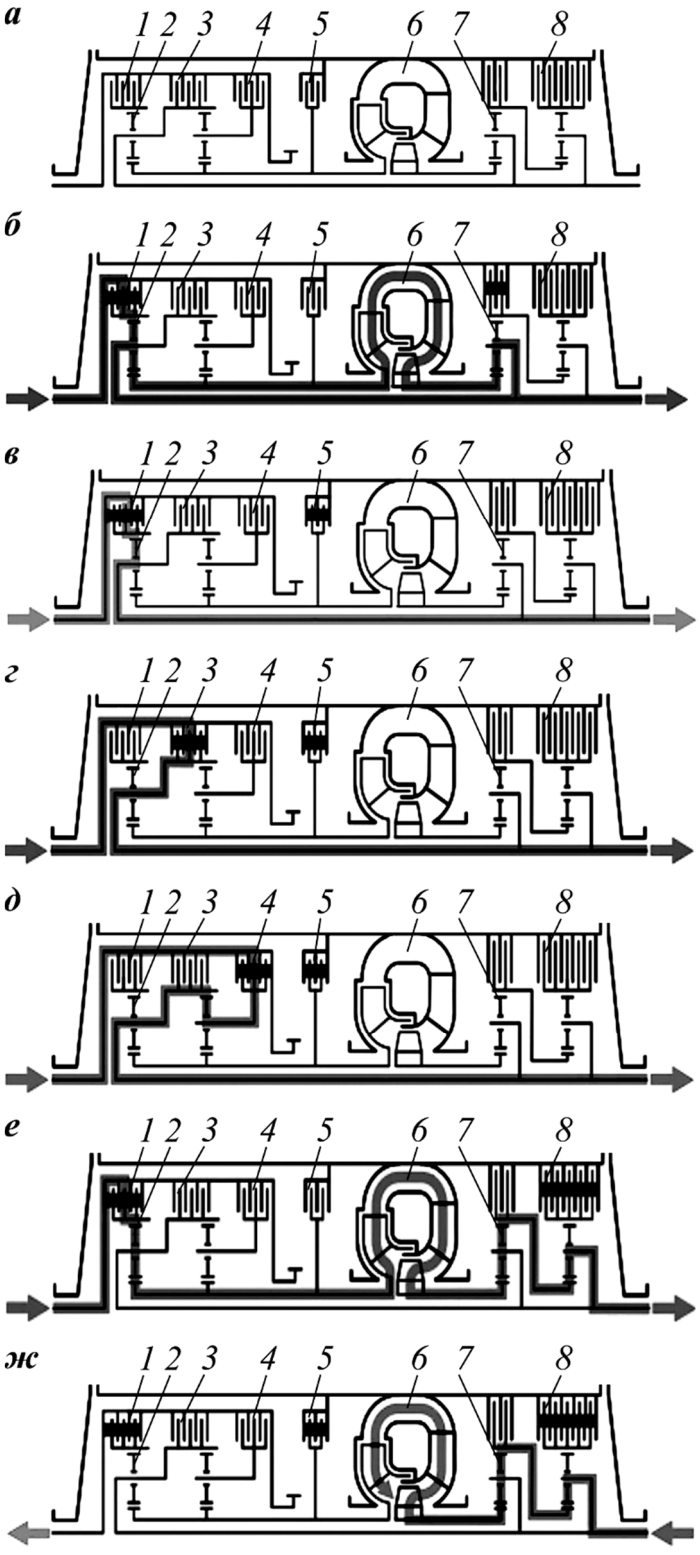


Рис. 10.16. Схеми передачі потужності при різних режимах роботи гідромеханічної передачі Voith-DIWA:

а – нейтральне положення;
б – перший ступінь;
в – другий ступінь;
г – третій ступінь;
д – четвертий ступінь;
е – реверсування;
ж – гідродинамічне гальмування;
1, *3*, *4* – фрикційні муфти;
2, *7* – сателіти планетарних редукторів; *5* – гальмо насосного колеса;
6 – ГТР другого класу; *8* – фрикційна муфта реверсивного планетарного редуктора

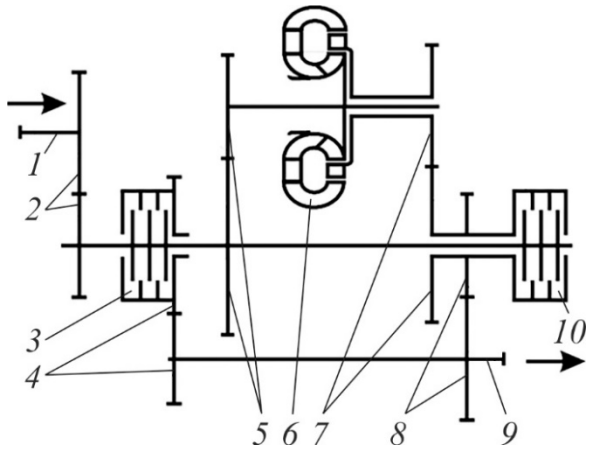


Рис. 10.17. Схема однопотокової гідромеханічної передачі дизель-поїзда Д1:
1 – вхідний вал; *2* – підвищувальний редуктор; *3*, *10* – фрикційні муфти; *4*, *5*, *7*, *8* – зубчасті пари; *6* – гідротрансформатор; *9* – вихідний вал

На високих швидкостях руху вмикається фрикційні муфти *3* й *10*, зливається масло з кола циркуляції ГТР *6* і потужність дизеля передається через вхідний вал *1*, підвищувальний редуктор *2*, фрикційні муфти *3*, *10*, зубчасті пари *4*, *8*, вихідний вал *9*.

Планетарна передача з двома гідромуфтами (рис. 10.18) застосована на закордонному маневрово-промисловому тепловозі потужністю (по дизелю) 154,6 кВт і навантаженням на вісь 16 т.

Тепловоз має дизель фірми Паксман постійної потужності (в діапазоні частоти обертання колінчастого вала 735…1250 хв$^{-1}$), яка підтримується за рахунок зміни величини наддування.

Від дизеля приводиться до обертання ведучий вал *1* планетарної передачі (див. рис. 10.18), з яким зв’язане насосне колесо *5* першої гідромуфти й насосне колесо *6* другої гідромуфти.

Турбінне колесо *2* першої гідромуфти насаджене на валі *9*, який через планетарний ряд передає рух на ведений вал *14*. Турбінне колесо *8* другої гідромуфти передає рух на ведений вал *14* через епіцикл *10* і сателіти *11*. Муфта вільного ходу *12* має запірний механізм *13*.

Від насосних коліс гідромуфт приводиться допоміжний масляний насос *15* для подачі масла до гідромуфт і холодильника.

На тепловозі, крім того, встановлена режимна коробка, яка дозволяє мати два режима роботи – маневровий і поїзний, при максимальних швидкостях відповідно $V = 24$ та 48 км/год і дотичну силу тяги при зрушенні з місця відповідно $F_д = 11{,}3$ й 5,65 т.

Три ступеня швидкості реалізуються наступним способом. Розгін тепловоза здійснюється на першій гідромуфті; при цьому друга гідромуфта випорожнена через клапан випорожнення *7*. По досягненні швидкості руху тепловоза 7,2 км/год на маневровому режимі або, відповідно, 14,4 км/год на поїзному здійснюється перехід на другу швидкість. Для цього припиняється подача масла по трубі *16*.

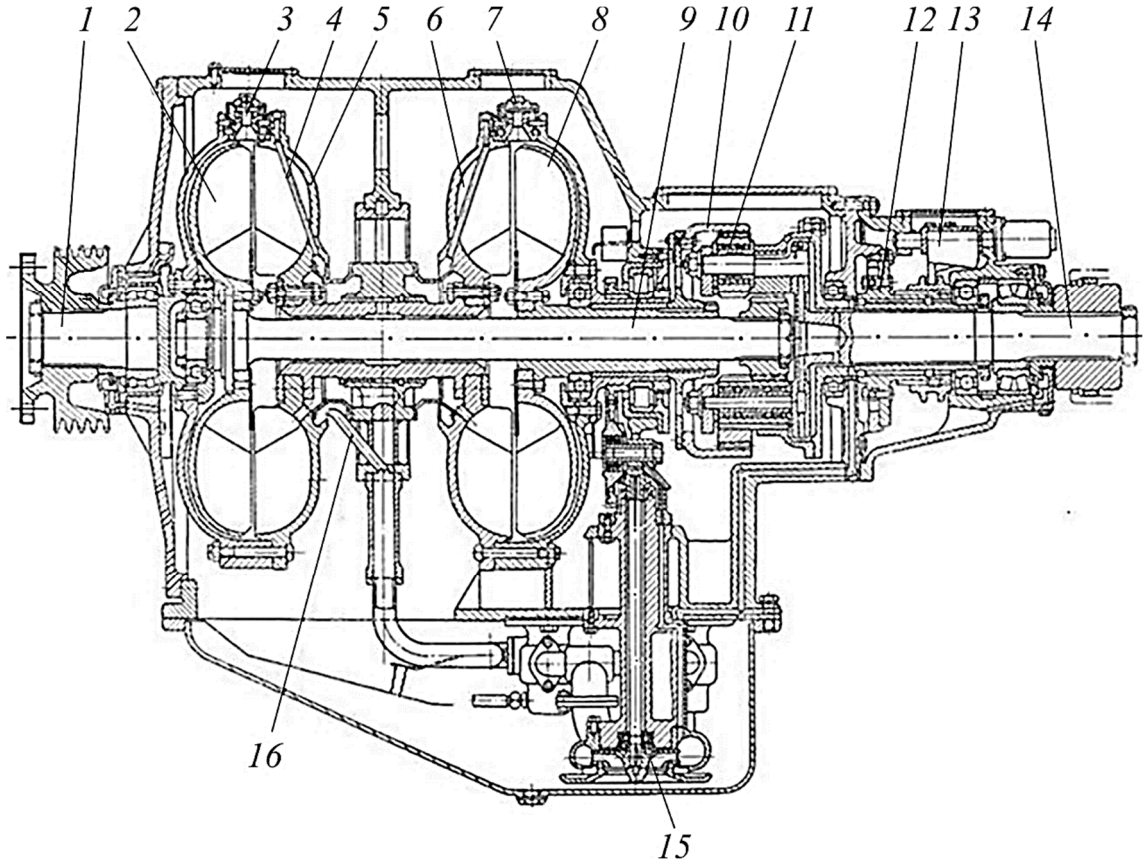


Рис. 10.18. Схема планетарної передачі з двома гідромуфтами:
1 – ведучий вал; *2* – турбінне колесо першої гідромуфти; *3*, *7* – клапан випорожнення; *4*, *16* – труба; *5* – насосне колесо першої гідромуфти; *6* – насосне колесо другої гідромуфти; *8* – турбінне колесо другої гідромуфти; *9* – вал; *10* – епіцикл; *11* – сателіти; *12* – муфта вільного ходу; *13* – запірний механізм; *14* – ведений вал; *15* – допоміжний масляний насос

Масло з першої гідромуфти виливається через клапан випорожнення *3*, будову якого зображено на рис. 10.32. У той же час друга гідромуфта наповнюється маслом і при її роботі рух тепловоза відбувається до швидкості 12,8 км/год на маневровому режимі. При досягненні зазначеної швидкості обидві гідромуфти заповнюються маслом, завдяки чому блокується планетарна передача та вмикається третя швидкість.

Таким чином, наведені пояснення ґрунтовно висвітлюють принцип дії однопотокової гідромеханічної передачі – на низьких швидкостях потужність передається гідравлічним й механічним шляхом, а на високих швидкостях гідравлічне коло виводиться й уся потужність дизеля передається лише механічним шляхом для реалізації максимально високого к.к.д.

До *двопотокових багатошвидкісних гідромеханічних передач* відносяться такі передачі, в яких потужність від дизеля до колісних пар тепловоза передається двома шляхами – механічним і гідравлічним. Залежно від того, де відбувається поділ потоку потужності – до або після гідротрансформатора, двопотокові гідромеханічні передачі розділяються на передачі з додаванням і поділом потужності. Додавання й поділ потужності виконують планетарні редуктори, встановлені до гідроапарата (поділ потужності) або після нього (додавання потужності). Двопотокова багатошвидкісна гідромеханічна передача на тяговому рухомому складі в основному використовуються з додаванням потужності. В цьому випадку відсутні зафіксовані елементи планетарного редуктора. Два потоки потужності надходять до сонячної шестірні й епіциклу, а результуючий потік знімається з водила (рис. 10.19).

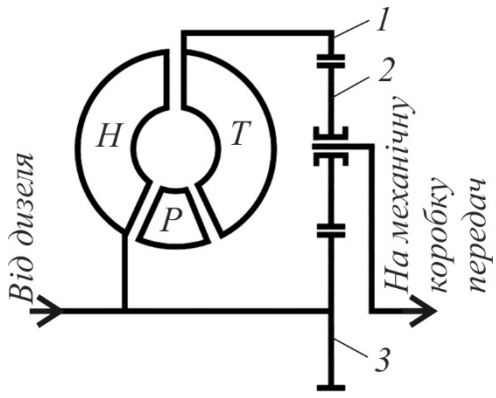


Рис. 10.19. Схема двопотокової багатошвидкісної гідромеханічної передачі з додаванням потужності:

H – насосне колесо; *T* – турбінне колесо; *P* – реактор; *1* – епіцикл; *2* – сателіт; *3* – сонячна шестірня

Для забезпечення необхідного швидкісного діапазону до розглянутої схеми приєднують послідовно механічну коробку передач (передачі з додаванням потужності – перші маневрові тепловози ТГМ2, ТГМ3, дослідний магістральний тепловоз ТГ100). Коробка передач може бути як планетарна, так і з послідовним зачепленням зубчастих коліс (рис. 10.20).

За планетарним редуктором розміщена механічна коробка передач із двома ступенями швидкості й двома режимами: маневровим і поїзним. При маневровому режимі, тобто при зачепленні шліцьової муфти на валу *18* із шестірнею *23*, максимальна швидкість тепловоза становить 30 км/год, а при поїзному режимі, коли муфта на валу *19* з'єднується із шестірнею *22*, швидкість тепловоза становить 62 км/год. Реверсування здійснюється вмиканням муфт із шестірнями *23*, *26* (передній хід) і *22*, *25* (задній хід).

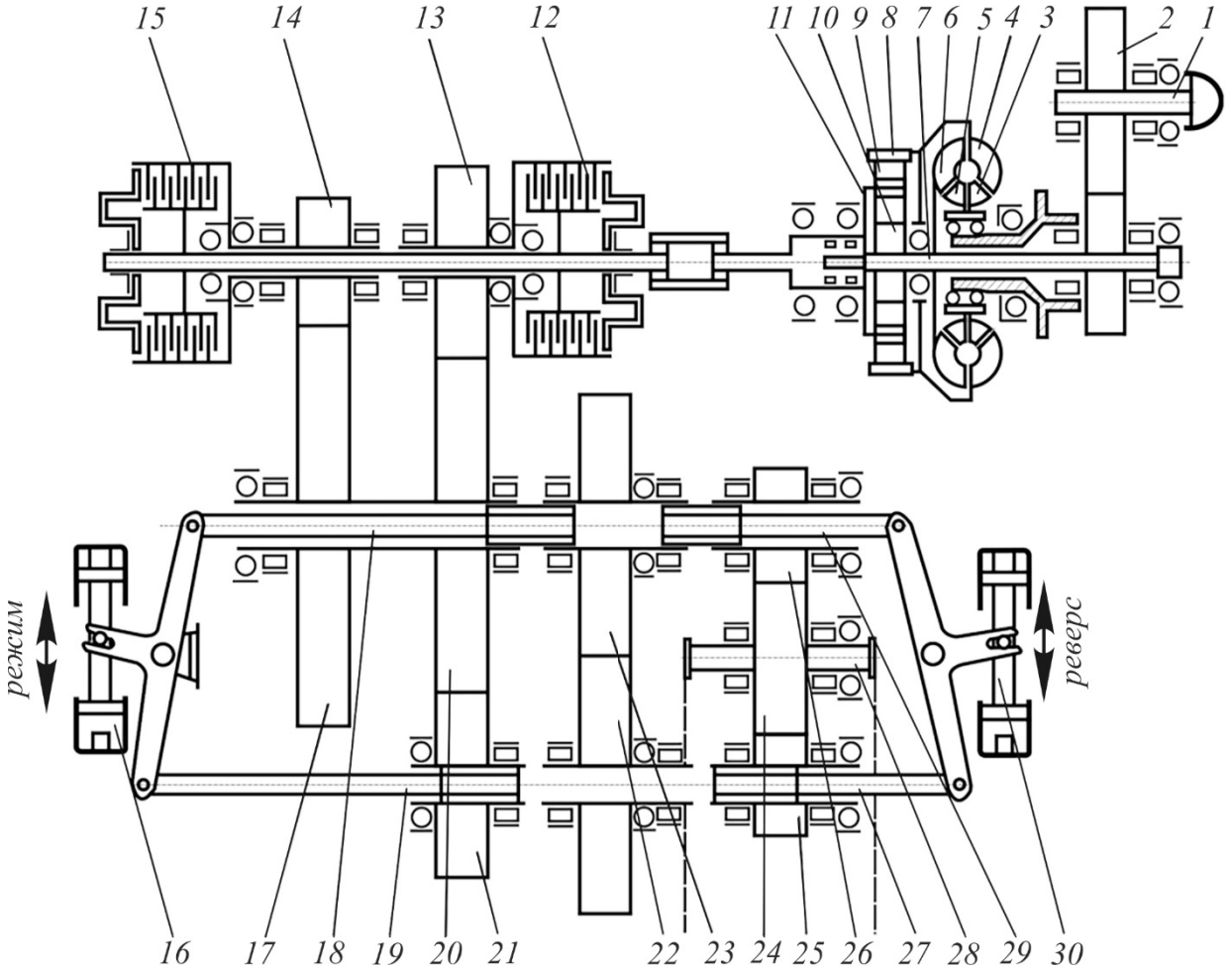


Рис. 10.20. Схема двопотокової гідромеханічної передачі з послідовним зачепленням зубчастих коліс:

1 – вхідний вал передачі; *2* – підвищувальний редуктор; *3*, *5* – реактори; *4* – турбінне колесо; *6* – насосне колесо; *7* — вал насосних коліс; *8* – епіцикл; *9* – сателіти; *10* – сонячна шестірня; *11* – водило; *12*, *15* – фрикційні муфти; *13*, *14*, *17*, *20*...26 – шестірні; *16*, *30* – пневматичні циліндри перемикання режимів та реверса відповідно; *18*, *19*, *27*, *29* – шліцьові муфти; *28* – вихідний вал передачі

Зміна режимів і перемикання реверса здійснюється за допомогою пневматичних циліндрів *16* й *30* лише при зупинці тепловоза.

Перемикання ступенів швидкості здійснюється за допомогою дискових фрикційних муфт *12* й *15* з автоматичним керуванням залежно від швидкості руху тепловоза й кількості обертів колінчастого вала дизеля.

Перший ступінь швидкості вмикається фрикційною муфтою *15*, що з'єднує шестірню *14* з валом передачі.

На другому ступені швидкості муфта *12* вмикає шестірню *13*, а муфта *15* відключається.

При маневровому режимі й передньому ході тепловоза шліцьові муфти на валах *18* й *29* з'єднані із шестірнями *23* й *26*. Тоді на першому ступені швидкості обертання передається від шестірень *17*, *23*, *26* до шестірні *24*, закріпленої на вихідному валу *28*, а на другому ступені швидкості – через шестірні *20*, *23*, *26* й *24*.

Задній хід на маневровому режимі досягається вмиканням муфт *18* та *27* при одночасному вимиканні муфти *29*. Тоді на першому ступені швидкості обертання передається через шестірні *17*, *23*, *22*, *25* й *24*, а на другому – через шестірні *20*, *23*, *22*, *25* й *24*.

На поїзному режимі й передньому ході тепловоза увімкнені муфти *19* й *29*, шліцьові муфти *18* й *27* вимкнені.

На першому ступені швидкості обертання передається через шестірні *17*, *20*, *21*, *22*, *23*, *26* й *24*, а на другій – через шестірні *20*, *21*, *22*, *23*, *26* та *24*.

Задній хід при поїзному режимі досягається вмиканням муфт *19* й *27*; муфти *18* й *29* при цьому вимкнені. Обертання на першому ступені швидкості передається через шестірні *17*, *20*, *21*, *22*, *25* та *24*, а на другому – через шестірні *20*, *21*, *22*, *25* й *24*.

У порівнянні з однопотоковими багатошвидкісними гідромеханічними передачами переваги двопотокових проявляються в менших габаритах гідротрансформатора, оскільки вони пропускають не всю потужність, а тільки частину. Потужність передається паралельними потоками, завдяки чому втрати в кожному з вузлів передачі відносяться тільки до частини переданої потужності. Підвищення загального к.к.д. двопотокової гідромеханічної передачі відбувається за рахунок більш високого, ніж у гідротрансформатора, к.к.д. зубчастих передач, які паралельно передають потужність. Чим вища частка потужності, що передається механічним шляхом, тим вище буде к.к.д. усієї двопотокової гідромеханічної передачі.

Недоліком двопотокових гідромеханічних передач є деяке зниження коефіцієнта трансформації моменту, ускладнена конструкція й гірші захисні властивості, оскільки зв'язок між ведучими й веденими валами здійснюється не тільки через робочу рідину гідротрансформатора, але й через жорсткий механічний зв'язок передачі. За величиною к.к.д. і захисними властивостями двопотокові гідромеханічні передачі займають проміжне положення між механічними передачами, що мають високий к.к.д. та відносно поганий захист двигуна і гідротрансформатора, який характерний низьким к.к.д. і високими захисними властивостями. Проте досвід експлуатації виявив схильність двопотокової гідромеханічної передачі, внаслідок своєї прозорості, до охоплення практично усього поля роботи дизеля за зовнішньою характеристикою і, як наслідок, неможливість забезпечувати підтримку постійної дотичної потужності тепловоза. У даний час двопотокові гідромеханічні передачі на тепловозах не використовуються.

10.2. Методичні основи розрахунку основних характеристик гідропередач

10.2.1. Загальні положення

Розрахунок гідропередачі тепловоза виконується на основі технічного завдання, яке надається проектувальнику замовником і містить такі вихідні дані:

1. Технічні дані тепловоза:

– зчіпна маса, т;

– конструкційна (максимальна) й мінімальна швидкості руху, км/год;

– розрахункова швидкість (швидкість на керівному (розрахунковому) підйомі), км/год;

– двигун (з його повною технічною характеристикою), на основі якого повинна бути розрахована гідропередача;

– коефіцієнти корисної дії (к.к.д.) тепловоза й гідропередачі;

– тип екіпажної частини тепловоза (візковий чи безвізовий (рамний));

– тип загальної будови тепловоза (з вагонним чи капотним кузовом);

– мінімальний радіус кривої ділянки колії.

2. У випадку необхідності додаються й інші показники та параметри.

Вихідним моментом у розрахунку гідропередачі будь-якого типу є визначення параметрів системи її зв'язку з первісним двигуном тепловоза – дизелем. При цьому основним параметром тут виступає передаточне число механічної передачі, яка з'єднує колінчастий вал дизеля зі вхідним валом гідропередачі.

На тепловозах звичайно встановлюються дизелі з частотою обертання колінчастих валів 800…1500 хв$^{-1}$, що не завжди достатньо для ефективної роботи гідропередачі.

Дослідженнями доведено, що оскільки з підвищенням частоти обертання робочих коліс гідроапаратів розміри гідропередачі зменшуються й управління нею полегшується (з-за зменшення об'ємів робочої рідини для заповнення й переливання з одного гідроапарата в інший), то між дизелем і гідропередачею встановлюється механічна підвищувальна передача, яка складається з пари зубчастих коліс для підвищення частоти обертання насосних коліс гідроапаратів $n_{\text{н}}$. Ця механічна підвищувальна передача встановлюється ще й для того, щоб шляхом лише зміни пари зубчастих коліс можна було б застосувати одну й ту ж передачу для дизелів різних потужностей і з різною частотою обертання колінчастих валів $n_{\text{д}}$. Це дає змогу уніфікувати гідропередачу для дизелів з різними характеристиками.

Бажання максимально підвищити частоту обертання насосних коліс гідроапаратів, тобто встановити мінімальне передаточне число між колінчастим валом дизеля й вхідним валом гідропередачі $i_{\text{п}} = n_{\text{д}} / n_{\text{н}}$, обмежується двома обставинами:

– при дуже великих частотах обертання робочих коліс гідроапаратів їх обводові швидкості можуть бути більшими, ніж допустимі для матеріалів, які прийняті для виготовлення робочих коліс;

– при надмірно великій частоті обертання отримуються невеликі розміри гідроапаратів, при яких важко впоратися з відведенням тепла від робочої рідини.

Для визначення максимальних частот обертання робочих коліс гідроапаратів, допустимих за умови міцності, складається графік, який відображує залежність потужності, що передається робочими колесами $N_{\text{н}}$, від частоти їх обертання $n_{\text{н}}$ та матеріалу, який застосовується для їх виготовлення. Для встановлення цієї залежності використовується формула:

$$N_{\text{н}} = A \cdot 10^{-6} \cdot D^5 \cdot n_{\text{н}}^3, \qquad (10.1)$$

де, крім зазначених вище величин $N_{\text{н}}$ і $n_{\text{н}}$, D – активний діаметр кола циркуляції робочої рідини; A – коефіцієнт потужності.

Якщо на живлення допоміжних агрегатів тепловоза (компресора, вентиляторів, допоміжного генератора та ін.) від дизеля відбирається потужність до її використання в гідропередачі, то на гідропередачу буде йти наступна потужність (з урахуванням підвищувальної передачі):

$$N_{\text{н}} = N_{\text{д}} \cdot \beta \cdot \eta_{\text{цз}}, \qquad (10.2)$$

де $N_{\text{д}}$ – ефективна потужність дизеля, кВт;

β – коефіцієнт обслуговування, який враховує потужність споживану допоміжними агрегатами тепловоза та приймається в межах $\beta = 0,9...0,95$;

$\eta_{\text{цз}}$ – к.к.д. пари зубчастих коліс; приймається в межах $\eta_{\text{цз}} = 0,98...0,99$.

Максимальний діаметр робочих коліс, які обертаються, може дорівнювати активному діаметру для гідротрансформаторів І-го класу І-го типу й гідротрансформаторів ІІ-го класу. Для гідротрансформаторів І-го класу ІІ-го й ІІІ-го типів і гідромуфт максимальний діаметр частини, що обертається, D' більший, ніж активний діаметр D, на величину фланця. Можна приймати відношення цих розмірів рівним $k = D'/D$, а коефіцієнт потужності для гідротрансформаторів у межах $A = 1,2\ldots1,4,$ а для гідромуфт – у межах $A = 1,8...2,0.$

При визначенні передаточного числа підвищувальної передачі можна враховувати, що турбінні колеса передачі обертаються з тими ж частотами, що й насосні колеса.

Обводова швидкість коліс, що обертаються, становить

$$u = \frac{\pi \cdot D' \cdot n_{\text{н}}}{60} = \frac{\pi \cdot k \cdot D \cdot n_{\text{н}}}{60}, \qquad (10.3)$$

звідки

$$D = \frac{60u}{\pi \cdot k \cdot n_{\text{н}}}. \qquad (10.4)$$

Підставивши вираз діаметра D до формули (10.1), можна отримати

$$N_{\text{н}} = A \cdot 10^{-6} \frac{60^5 \cdot u^5 \cdot n^3}{\pi^5 \cdot k^5 \cdot n_{\text{н}}^5}. \qquad (10.5)$$

Після перетворень можна отримати:

– для гідротрансформаторів I-го класу I-го типу й гідротрансформаторів II-го класу

$$n_{\text{н}} = 1{,}88 \cdot u^2 \sqrt{\frac{u}{N_{\text{н}}}}; \qquad (10.6)$$

– для гідротрансформаторів I-го класу II-го й III-го типів

$$n_{\text{н}} = 1{,}27 \cdot u^2 \sqrt{\frac{u}{N_{н}}}; \qquad (10.7)$$

– для гідромуфт

$$n_{\text{н}} = 1{,}50 \cdot u^2 \sqrt{\frac{u}{N_{\text{н}}}}. \qquad (10.8)$$

Для різних матеріалів робочих коліс гідроапаратів приймаються наступні величини обводових швидкостей u:

– чавунне литво – 40 м/с;

– сталеве литво – 50 м/с;

– сталь – 65 м/с;

– литво з алюмінієвого сплаву – 100 м/с.

На рис. 10.21 зображені графіки залежності величин $N_{\text{н}}$ від $n_{\text{н}}$ для різних матеріалів, що побудовані на основі розрахунку за формулою:

$$n_{\text{н}} = u^2 \cdot \sqrt{\frac{u}{N_{\text{н}}}}. \qquad (10.9)$$

Величини $n_{\text{н}}$, отримані з цього графіка, слід збільшити в 1,88, 1,27 і 1,50 разів відповідно для гідротрансформаторів I-го класу I-го типу й гідротрансформаторів II-го класу, для гідротрансформаторів I-го класу II-го й III-го типів і гідромуфт.

Після вибору матеріалу для виготовлення робочого колеса гідроапарата визначається за заданою потужністю частота обертання насосних коліс гідроапаратів і, відповідно, передаточне число підвищувальної передачі. На підставі визначеної потужності й частоти обертання

насосних коліс розраховуються гідроапарати (гідротрансформатори й гідромуфти). До того ж визначення передаточного числа підвищувальної передачі є загальним питанням для всіх описаних вище схем гідропередач, а особливості розрахунку окремих схем розглядаються нижче.

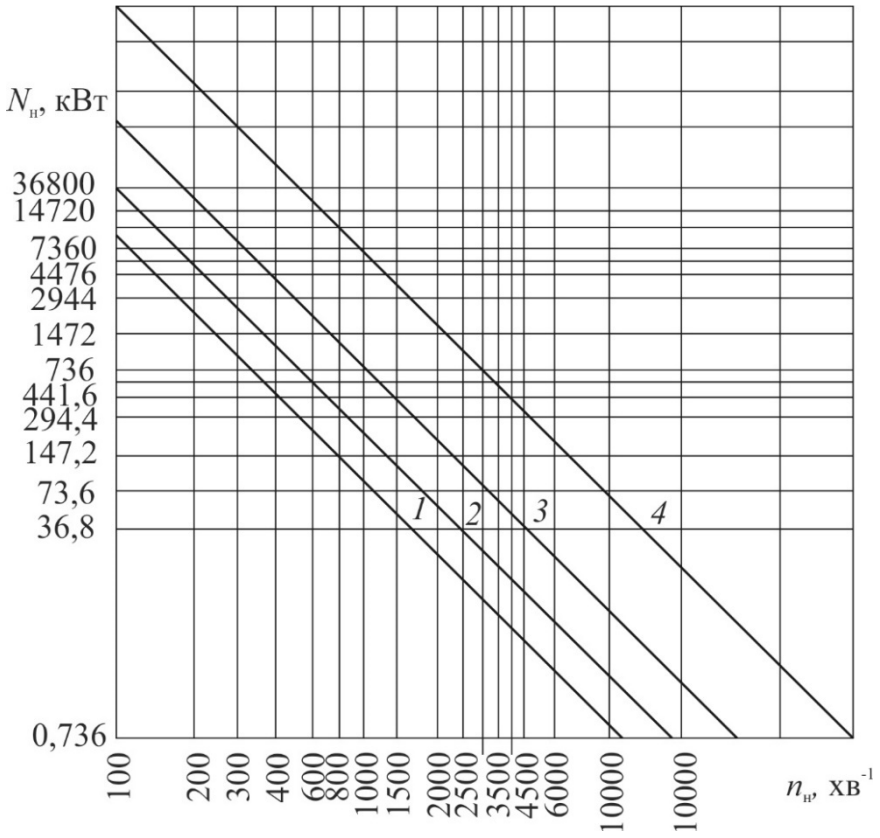


Рис. 10.21. Графік взаємозалежності частоти обертання насосного колеса гідроапарата $n_н$ і потужності $N_н$ для різних матеріалів:
1 – чавунне литво; *2* – сталеве литво; *3* – сталь; *4* – литво з алюмінієвого сплаву

10.2.2. Гідропередача з коробкою передач і гідромуфтою

Схему коробки передач з гідромуфтою гідропередачі типу “Медіа” зображено як приклад на рис. 10.22. У цій передачі гідромуфта *1* виконує функції головної муфти, а вмикання ступенів швидкості виконується фрикційними муфтами *2*, *3*, *4*, *5* і *7* з механічним приводом *6*.

Застосування фрикційних муфт надає можливість виконати гідромуфту *1* замкненою, тобто постійно заповненою робочою рідиною.

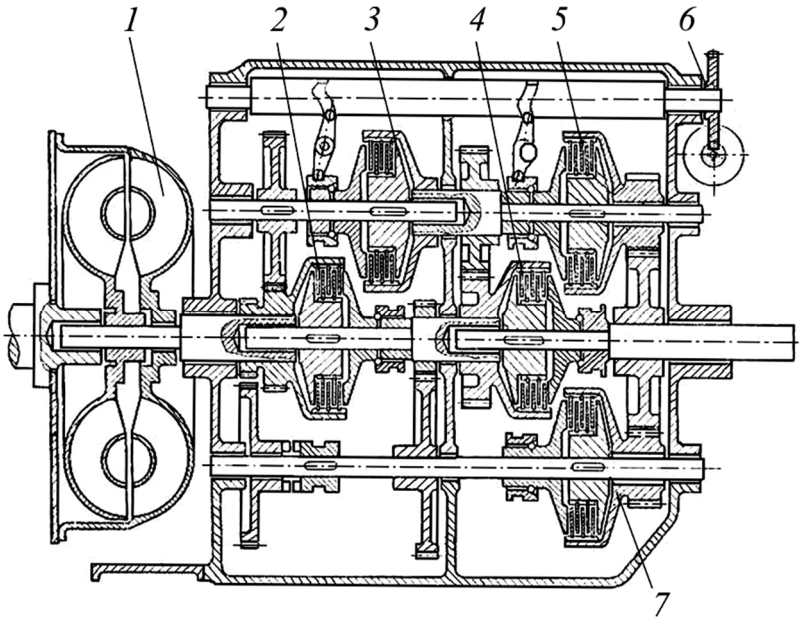


Рис. 10.22. Схема коробки передач типу "Медіа" з гідромуфтою:
1 – гідромуфта;
2…5 і *7* – фрикційні муфти ступенів передачі;
6 – привод до фрикційних муфт

Управління такою передачею виходить простим, тому що точна синхронізація при перемиканні швидкостей не потрібна. Ця передача застосовується на маневрових і промислових тепловозах невеликої потужності.

За технічним завданням визначається дотична сила тяги на ободі рушійних коліс тепловоза при мінімальній і максимальній швидкостях $F_{д\min}$ і $F_{д\max}$ відповідно:

$$F_{д\min} = \frac{3,6N_{тц} \cdot \eta_{п}}{V_{\min}}; \qquad (10.10)$$

$$F_{д\max} = \frac{3,6N_{тц} \cdot \eta_{п}}{V_{\max}}, \qquad (10.11)$$

де, крім вже відомих величин, V – швидкість тепловоза, км/год; $N_{тц}$ – потужність дизеля тепловоза для тягових цілей, кВт, яка визначається за формулою:

$$N_{тц} = \beta N_{д} \ . \qquad (10.12)$$

Оскільки максимальна сила тяги тепловоза обмежується умовами зчеплення його рушійних коліс з рейками, то

$$F_{д\max} = F_{зч} = 1000P_{зч}\psi_{к}, \qquad (10.13)$$

де $F_{зч}$ – сила тяги тепловоза по зчепленню рушійних коліс з рейками, Н;

$P_{зч}$ – зчіпна маса тепловоза, т;

$\psi_к$ – розрахунковий коефіцієнт зчеплення, який визначається згідно з правилами тягових розрахунків для поїзної роботи за формулою:

$$\psi_к = 0,25 + \frac{8}{100 + 20V}, \tag{10.14}$$

З формули (10.13) визначається передбачена технічним завданням на проектування тепловоза його зчіпна маса. При встановленому технічним завданням дизелі повинна бути відома його еластичність δ, тобто відношення максимальної частоти обертання колінчастого вала $n_{дmax}$ до мінімальної частоти робочих обертів $n_{дmin}$

$$\delta = \frac{n_{дmax}}{n_{дmin}}. \tag{10.15}$$

Дійсна кількість ступенів у коробці передач z визначається за формулою:

$$z = \frac{\lg\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)}{\lg\left(\frac{n_{дmax}}{n_{дmin}}\right)} + 1, \tag{10.16}$$

та округлюється до найближчого цілого значення.

Діаметр коліс тепловоза $D_к$, мм, визначається залежно від питомого навантаження на вісь за формулою

$$D_к = 1000\frac{P_в}{p}, \tag{10.17}$$

де $P_в$ – навантаження на вісь колісної пари в т;

p – питоме навантаження на вісь колісної пари; для вантажних тепловозів приймається $p = 16…20$ кг/мм, для пасажирських $p = 12…16$ кг/мм, для маневрових і промислових $p = 8…12$ кг/мм;

$$P_{\text{в}} = \frac{78q}{85 + l}, \tag{10.18}$$

де q – питома маса рейки, кг/м;

l – відстань між осями шпал, см.

Частота обертання рушійного колеса тепловоза $n_{\text{к}}$, хв$^{-1}$, визначається за формулою:

$$n_{\text{к}} = \frac{V}{0{,}1884 D_{\text{к}}},$$

де вже відома величина $D_{\text{к}}$ підставляється в м, а V – у км/год.

Далі визначаються загальні передаточні числа $i_{\text{ст}}$ на ступенях швидкості руху тепловоза за формулою:

$$i_{\text{ст}} = 0{,}1884 \frac{n_{\text{д}} \cdot D_{\text{к}}}{V_{\text{ст}}}. \tag{10.19}$$

де, крім вже відомих величин, $V_{\text{ст}}$ – розрахункова швидкість руху тепловоза на певному ступені передачі.

Для випадку карданної передачі передаточні числа на ступенях розраховуються за формулою:

$$i_{\text{ст}} = i_{\text{гм}} i_{\text{кп}} i_{\text{рр}} i_{\text{ор}}, \tag{10.20}$$

де $i_{\text{гм}}$ – передаточне число гідромуфти;

$i_{\text{кп}}$ – передаточне число коробки передач на даній ступені;

$i_{\text{рр}}$ – передаточне число роздавального редуктора;

$i_{\text{ор}}$ – передаточне число осьового редуктора;

$$i_{\text{гм}} = \frac{1}{\eta_{\text{гм}}}, \tag{10.21}$$

де $\eta_{\text{гм}}$ – к.к.д. гідромуфти.

За дишлову передачу передаточне число по ступенях $i_{\text{ст}}$ визначається таким чином:

$$i_{ст} = i_{гм} i_{кп}. \qquad (10.22)$$

Передаточне число механічної частини гідропередачі (коробки передач, роздавального та осьового редукторів) визначається та уточняється під час проектування тепловоза.

Тягова характеристика тепловоза з гідромеханічною передачею, яка складається з коробки передач і гідромуфти, будується на основі характеристик дизеля й гідромуфти з урахуванням передаточних чисел на ступенях.

Момент на зубчастих колесах передачі на різних ступенях $M_к^{ст}$ у загальному вигляді висловлюється таким чином:

$$M_к^{ст} = \beta M_д i_{ст} \eta_ц^{z1} \eta_к^{z2} \eta_{сп} \eta_{гм}, \qquad (10.23)$$

де $M_д$ – обертальний момент на колінчастому валі дизеля;

$\eta_ц^{z1}$ і $\eta_к^{z2}$ – к.к.д. циліндричних і конічних зубчастих коліс відповідно, які працюють попарно; при якісній їх обробці величини $\eta_ц^{z1}$ і $\eta_к^{z2}$ приймаються в межах 0,98…0,995; при цьому індекси $z1$ і $z2$ означають кількість пар циліндричних і конічних зубчастих коліс, які знаходяться в зачепленні;

$\eta_{сп}$ – к.к.д. спарників і шатунного механізму, величина якого приймається в межах 0,98…0,99;

β – див. формулу (10.2);

$i_{ст}$ – див. формулу (10.22).

За карданну передачу замість величини $\eta_{сп}$ до формули (10.23) слід підставити величину $\eta_к$.

Дотична сила тяги тепловоза на відповідних ступенях $F_д^{ст}$ визначається за формулою:

$$F_д^{ст} = \frac{M_к^{ст}}{R_к} = \frac{\beta \cdot M_д \cdot i_{ст} \cdot \eta_ц^{z1} \cdot \eta_к^{z2} \cdot \eta_{сп} \cdot \eta_{гм}}{R_к}, \qquad (10.24)$$

де, крім вже відомих величин, $R_к$ – радіус колеса тепловоза, м.

Прийнявши постійними величини $\eta_ц$, $\eta_к$ і $\eta_{сп}$, можна виразити дотичну силу тяги тепловоза формулою:

$$F_{\text{д}}^{\text{ст}} = AM_{\text{д}} i_{\text{ст}} \eta_{\text{гм}}, \tag{10.25}$$

де

$$A = \frac{\beta \cdot \eta_{\text{ц}}^{z1} \cdot \eta_{\text{к}}^{z2} \cdot \eta_{\text{сп}}}{R_{\text{к}}}. \tag{10.26}$$

Швидкість руху тепловоза на різних ступенях $V_{\text{ст}}$ визначається за формулою:

$$V_{\text{ст}} = \frac{0{,}1884 D_{к} \cdot n_{д}}{i_{\text{ст}}}, \tag{10.27}$$

а дотична потужність тепловоза $N_{\text{д}}^{\text{ст}}$ – за формулою:

$$N_{\text{д}}^{\text{ст}} = \frac{F_{\text{д}}^{\text{ст}} \cdot V_{\text{ст}}}{3{,}6} = \frac{A \cdot M_{\text{д}} \cdot i_{\text{ст}} \cdot 0{,}1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{3{,}6 i_{\text{ст}}} = A_{\text{1}} \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}} \cdot n_{\text{д}}, \tag{10.28}$$

де

$$A_{\text{1}} = 0{,}0014 \beta \eta_{\text{ц}}^{z1} \eta_{\text{к}}^{z2} \eta_{\text{сп}}. \tag{10.29}$$

К.к.д. тепловоза $\eta_{\text{т}}$ визначається за формулою:

$$\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{гм}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{ц}}^{z1} \eta_{\text{к}}^{z2} \eta_{\text{сп}}, \tag{10.30}$$

де $\eta_{\text{д}}$ – к. к. д. дизеля.

За характеристиками дизеля рис. 10.23 і гідромуфти (див. рис. 7.9) будується тягова характеристика тепловоза рис. 10.24.

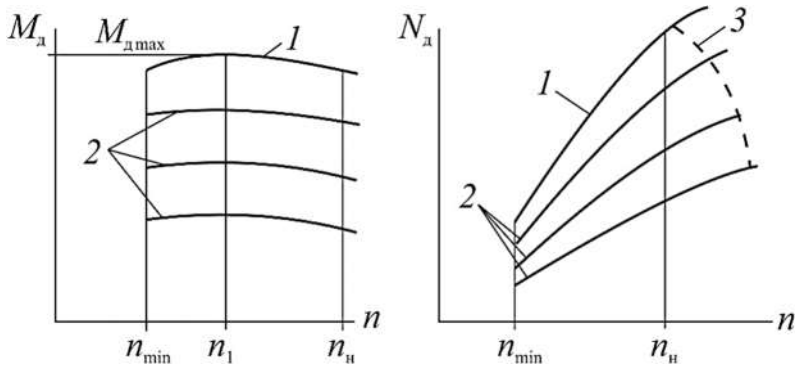


Рис. 10.23. Характеристика дизеля: *1* – зовнішня характеристика; *2* – часткові характеристики; *3* – межа задимлення; $M_{\text{д}}$ – обертальний момент на колінчастому валі дизеля; $n_{\text{д}}$ – частота обертання колінчастого вала дизеля

10.2.3. Гідропередача з гідротрансформатором і коробкою передач

Гідромеханічна передача фірми MechGydro з гідротрансформатором і коробкою передач представлена як приклад на рис. 10.25. У цій передачі ведучий вал *1* через підвищувальну передачу, яка складається з пари шестірень *2* й *3*, приводить до обертання насосне колесо *4* гідротрансформатора *5*, який постійно заповнений маслом. Масло з насосного колеса при його обертанні поступає до турбінного колеса *6*, а з нього – до спрямовувального апарата *7*. Турбінне колесо пересувається в осьовому напрямі на шліцах у диску *8*, який з'єднаний з валом *9*.

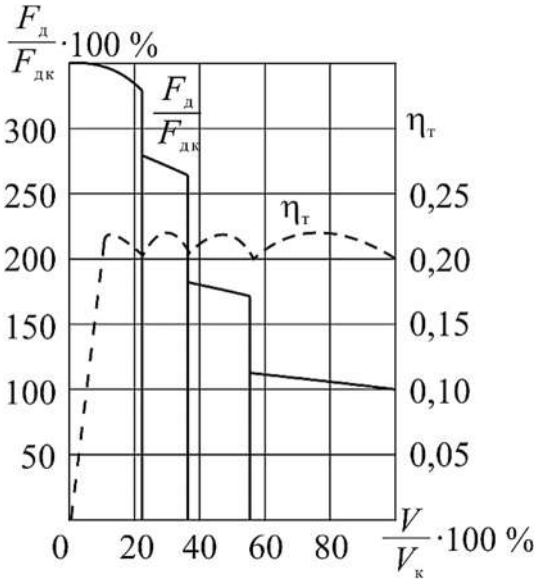


Рис. 10.24. Тягова характеристика тепловоза з гідромуфтою та коробкою передач

Пересування турбінного колеса здійснюється подачею масла через канали *12* (у цьому випадку турбінне колесо зсувається вліво й виходить з кола циркуляції робочої рідини, тобто вимикається) або подачею масла через канали *11* (при цьому турбінне колесо пересувається вправо, входить до кола циркуляції робочої рідини й починає передавати момент). Диск *10* жорстко з'єднаний з валом *9*.

Для охолодження масла, яке постійно знаходиться в гідротрансформаторі, у конструкції передачі є водяна рубашка, створена кожухом спрямовувального апарата й зовнішнім кожухом гідротрансформатора. До порожнини *13* водяної рубашки подається вода , яка циркулює через холодильник. Таким чином температура масла в гідротрансформаторі підтримується постійною.

На валі *9* сидить шестірня *14*, яка знаходиться в постійному зачепленні з шестірнею *15*. Шестірні *14* і *15* з'єднуються з шестірнями *17*, *18*, *20*, *27*, *22*, *25* і *23* за допомогою кулачкових муфт *29*, *16*, *19*, *28*, *21* і *26*. Шестірні *14*, *15*, *17*, *18*, *20* і *27* встановлені на розрізних валах і, з'єднуючись відповідно між собою кулачковими муфтами *29*, *16*, *19*, *28*, *21* і *26*, створюють чотири ступеня передачі.

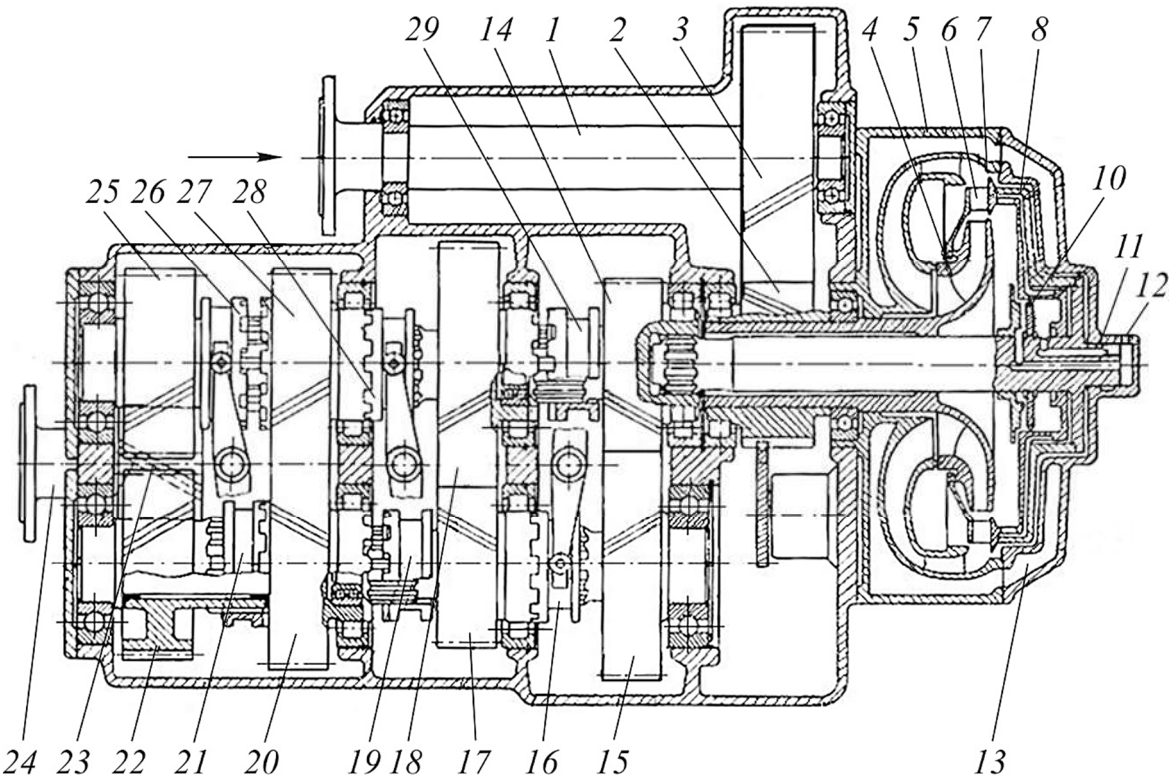


Рис. 10.25. Схема гідропередачі типу MechGydro з гідротрансформатором і коробкою передач:

1 – ведучий вал; *2* й *3* – шестірні підвищувальної передачі; *4* – насосне колесо гідротрансформатора; *5* – корпус гідротрансформатора; *6* – турбінне колесо гідротрансформатора; *7* – спрямовувальний апарат гідротрансформатора; *8* і *10* – диски; *9* – вал; *11* і *12* – канали для подачі масла; *13* – порожнина водяної рубашки; *14*, *15*, *17*, *18*, *20*, *22*, *23*, *25* і *27* – шестірні; *16*, *19*, *21*, *26*, *28* і *29* – кулачкові муфти; *24* – вихідний вал

Реверсування здійснюється за допомогою шестірень *22* й *25*, які з'єднуються з вихідним валом *24* шестірнею *23*. Вихідний вал через роздавальний і осьовий редуктори передає обертання до рушійних коліс тепловоза. Для зниження шуму шестірні виготовляються з косими шліфованими зубцями.

Міркування з вибору передаточного числа підвищувальної передачі були викладені вище; розрахунки гідротрансформатора та його параметрів також розібрані у главах 5 і 6.

Далі слід розглянути методику визначення передаточних чисел для механічної коробки передач гідромеханічної передачі даного типу й побудови тягової характеристики тепловоза.

Як видно з характеристики, зображеної на рис. 10.26, гідротрансформатор доцільно використовувати на максимальній швидкості при такому передаточному числі, при якому момент турбінного колеса $M_т$

дорівнює моменту насосного колеса $M_н$, тобто $M_т = M_н$. Зрозуміло, що цей режим відповідає і режиму гідромуфти. На рис. 10.26 це точка перетину кривих M_1 і M_2, у якій передаточне число гідротрансформатора буде $i^{м}_{гтр}$, а його к. к. д. буде $\eta^{м}_{гтр}$.

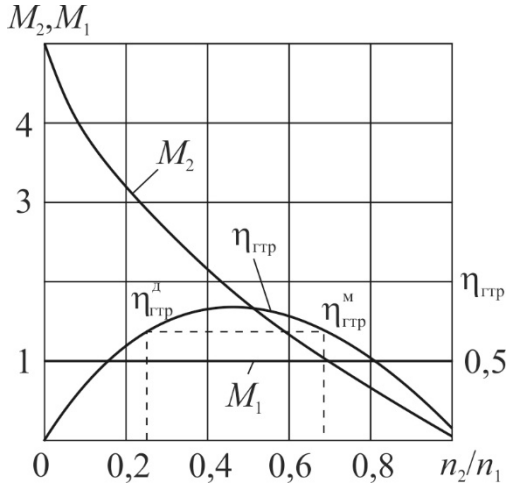


Рис. 10.26. Характеристика гідротрансформатора при постійній частоті обертання насосного колеса:
M_1 – момент на ведучому валі; M_2 – момент на веденому валі; n_1 – частота обертання ведучого вала; n_2 – частота обертання веденого вала

Діапазон роботи на кожній ступені швидкості встановлюється за тієї умови, щоб на початку і в кінці ступені швидкості к.к.д. гідротрансформатора був однаковим, тобто $\eta^{д}_{гтр} = \eta^{м}_{гтр}$.

Швидкість руху тепловоза при роботі на гідротрансформаторі V залежить від діаметра рушійного колеса $D_к$ та частоти його обертання $n_к$ й визначається за формулою:

$$V = 0{,}1884 D_к n_к . \qquad (10.31)$$

Загальне передаточні число передачі на ступені та передаточні числа її ланок визначаються:

– загальне передаточне число на ступені $i^{о}_{ст}$ за формулою:

$$i^{о}_{ст} = \frac{n_д}{n_к}. \qquad (10.32)$$

– передаточне число гідротрансформатора $i_т$ за формулою:

$$i_т = \frac{n_н}{n_т}, \qquad (10.33)$$

де $n_{\text{н}}$ – частота обертання насосного колеса;

$n_{\text{т}}$ – те ж турбінного колеса;

– передаточне число підвищувальної передачі $i_{\text{п}}$ за формулою:

$$i_{\text{п}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{н}}}; \tag{10.34}$$

– передаточне число зубчастих коліс від турбінного колеса до рушійних коліс тепловоза $i_{\text{мех}}$ за формулою:

$$i_{\text{мех}} = \frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{к}}}; \tag{10.35}$$

величина цього передаточного числа складається з передаточного числа роздавального редуктора $i_{\text{рр}}$, передаточного числа осьового редуктора $i_{\text{ор}}$ та передаточного числа ступені в коробці передач $i_{\text{ст}}$, тобто

$$i_{\text{мех}} = i_{\text{рр}} i_{\text{ор}} i_{\text{ст}}. \tag{10.36}$$

Для дишлової передачі $i_{\text{мех}} = i_{\text{ст}}$, й тоді

$$V = \frac{0{,}1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{д}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{мех}}}. \tag{10.37}$$

Визначення кількості ступенів механічної передачі. Для розрахунку приймаються передбачені технічним завданням максимальна $V_{\max}$ і мінімальна $V_{\min}$ швидкості руху тепловоза, й тоді

$$\frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \left(\frac{i^{\text{д}}_{\text{гтр}}}{i^{\text{м}}_{\text{гтр}}} \right), \tag{10.38}$$

звідки кількість ступенів механічної коробки *z* буде

$$z = \left(\frac{\lg \dfrac{V_{\max}}{V_{\min}}}{\lg \dfrac{i_{\text{гтр}}^{\text{д}}}{i_{\text{гтр}}^{\text{м}}}} \right). \qquad (10.39)$$

У тому випадку, коли отримується невелика кількість ступенів і бажано підвищити к.к.д. передачі, діапазон роботи на гідротрансформаторі слід звузити. У цьому випадку знов величини $i_{\text{гтр}}^{\text{м}}$ і $i_{\text{гтр}}^{\text{д}}$ слід прийняти для однакової величини к.к.д.

Передаточне число в роздавальному й осьовому редукторах $i_{\text{рр}}$ і $i_{\text{ор}}$ слід вибирати при проектуванні за конструктивними міркуваннями (за умови розміщення дизеля й розміщення осьового редуктора, яке залежить від діаметра рушійних коліс тепловоза).

Передаточні числа в коробці передач на кожній ступені $i_{\text{ст}}$ будуть

$$i_{\text{ст}} = \frac{0{,}1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{п}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{рр}} \cdot i_{\text{ор}} \cdot V_{\text{ст}}}. \qquad (10.40)$$

Дотична сила тяги на ступені $F_{\text{д}}^{\text{ст}}$ виразиться таким чином

$$F_{\text{д}}^{\text{ст}} = \frac{\beta \cdot M_{\text{д}} \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{мех}}^{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{z1} \cdot \eta_{\text{к}}^{z2} \cdot \eta_{\text{сп}}}{R_{\text{к}}}. \qquad (10.41)$$

Приймаючи постійними величини $\eta_{\text{ц}}$, $\eta_{\text{к}}$ й $\eta_{\text{сп}}$, можна отримати

$$F_{\text{д}}^{\text{ст}} = A M_{\text{д}} i_{\text{гтр}} \eta_{\text{гтр}}, \qquad (10.42)$$

де

$$A = \frac{\beta \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{z1} \cdot \eta_{\text{к}}^{z2} \cdot \eta_{\text{сп}}}{R_{\text{к}}}; \qquad (10.43)$$

$$i_{\text{мех}}^{\text{ст}} = i_{\text{рр}} i_{\text{ор}} i_{\text{ст}} \qquad (10.44)$$

і радіус рушійного колеса тепловоза $R_{\text{к}}$ приймається в м.

Дотична потужність тепловоза на ступені $N_к^{ст}$ визначається таким чином:

$$N_к^{ст} = \frac{F_к^{ст} \cdot V_{ст}}{3,6} = \frac{A \cdot M_д \cdot i_{гтр} \cdot i_{мех}^{ст} \cdot \eta_{гтр} \cdot 0,1884 D_к \cdot n_д}{3,6 \cdot i_п \cdot i_{гтр} \cdot i_{мех}^{ст}} = \\ = A_1 \cdot M_д \cdot \eta_{гтр} \cdot n_д, \quad (10.45)$$

де

$$A_1 = 0,0014 \beta \eta_ц^{z1} \cdot \eta_к^{z2} \cdot \eta_{сп}. \quad (10.46)$$

К.к.д. тепловоза $\eta_т$ визначається за формулою:

$$\eta_т = \eta_{гтр} \cdot \eta_д \cdot \eta_ц^{z1} \cdot \eta_к^{z2} \cdot \eta_{сп} = \eta_д \cdot \eta_п, \quad (10.47)$$

де $\eta_п$ – к.к.д. передачі.

За характеристиками дизеля (рис. 10.23) й гідротрансформатора (рис. 10.26) будується тягова характеристика тепловоза рис. 10.27.

Розрахунок гідропередачі, що складається з кількох гідротрансформаторів, аналогічний розрахунку передачі, що складається з гідротрансформатора та коробки передач.

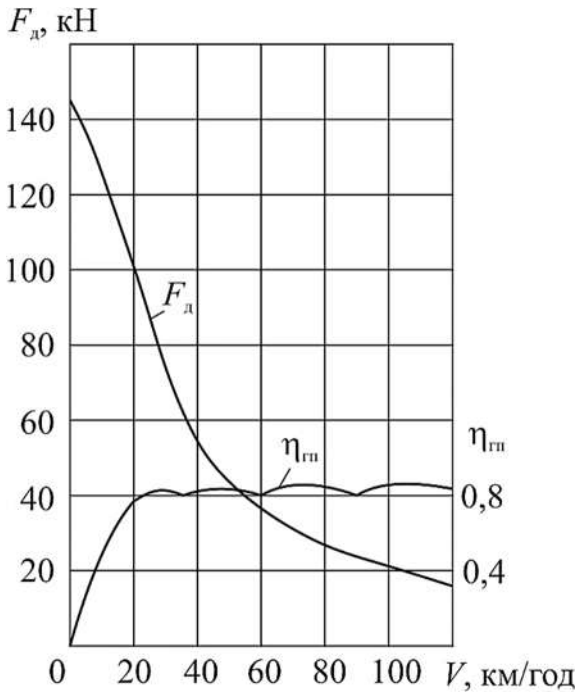


Рис. 10.27. Тягова характеристика тепловоза з гідротрансформатором і коробкою передач:
$F_д$ – дотична сила тяги тепловоза;
$\eta_{гп}$ – к.к.д. передачі;
V – швидкість руху тепловоза

10.2.4. Гідропередача з гідротрансформатором і двома гідромуфтами

Гідропередача цього типу (рис. 10.4) з механічним реверсом працює таким чином: на низьких швидкостях руху тепловоза – на гідротрансформаторі, на середніх – на першій гідромуфті й на високих – на другій гідромуфті. Перехід з одного гідроапарата на інший здійснюється шляхом випорожнення одного з них і наповнення іншого. Такий порядок певним чином впливає на підхід до розрахунку тягової характеристики тепловоза з гідропередачею з гідротрансформатором і двома гідромуфтами та виконується в такій послідовності.

Вибирається передаточне число підвищувальної передачі за методом, викладеним вище, й за заданою потужністю дизеля та частотою обертання для насосних коліс визначаються основні розміри гідротрансформатора й гідромуфт і будуються для них характеристики подібно до рис. 7.5 і 7.9.

За заданою максимальною (конструкційною) швидкістю тепловоза визначається передаточне число $i_з$ від колінчастого вала дизеля до рушійних коліс тепловоза за формулою:

$$i_з = 0{,}1884\frac{D_к n_д}{V_к}, \qquad (10.48)$$

у якій всі величини відомі з наведених вище розрахунків.

Передаточне число $i_з$ складається з:

– передаточного числа підвищувальної передачі $i_п$;

– передаточного числа гідромуфти $i_{гм}$;

– передаточного числа механічної частини $i_{мех}$.

Отже

$$i_з = i_п i_{гм} i_{мех}. \qquad (10.49)$$

Швидкість переходу з гідротрансформатора на першу гідромуфту вибирається за такою умовою: швидкість переходу не повинна бути надмірно малою в порівнянні з конструкційною швидкістю тепловоза, оскільки при цьому зменшується кількість обертів дизеля та його потужність. Значно зменшувати потужність недоцільно ще й тому, що при цьому відбувається відхилення від ідеальної умови повного використання можливостей дизеля. Вибирати надто велику швидкість

переходу також не можна, тому що це призведе до необхідності увести в передачу кілька гідромуфт, що конструкційно складно. Тому швидкість переходу на першу гідромуфту визначається за умови дотримання встановленого дослідженнями доцільного відношення максимальної швидкості тепловоза на другій гідромуфті $V_{\max}$ до швидкості переходу з першої на другу гідромуфту $V_{\text{гм}}^{\text{п}}$

$$\frac{V_{\max}}{V_{\text{гм}}^{\text{п}}} = \frac{V_{\text{м}}^{\text{п}}}{V_{\text{гтр}}^{\text{п}}} = 1,45\ldots1,60, \qquad (10.50)$$

де $V_{\text{гтр}}^{\text{п}}$ – швидкість переходу з гідротрансформатора на першу гідромуфту;

1,45 – для пасажирських тепловозів;

1,60 – для вантажних, маневрових і промислових тепловозів.

За обраною швидкістю переходу з першої на другу гідромуфту $V_{\text{гм}}^{\text{п}}$ визначається передаточне число i_2 для першої гідромуфти й гідротрансформатора за формулою:

$$i_2 = \frac{0,1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{V_{\text{гм}}^{\text{п}}}. \qquad (10.51)$$

Побудова тягової характеристики гідропередачі при роботі на гідротрансформаторі. Для побудови фрагмента тягової характеристики тепловоза при роботі на гідротрансформаторі згідно з технічним завданням за величинами, відомими з попередніх розрахунків, визначаються такі показники й параметри.

Момент на рушійному колесі тепловоза

$$M_{\text{к}}^{\text{гтр}} = \beta M_{\text{д}} i_{\text{п}} i_{\text{мех}} i_{\text{гтр}} \eta_{\text{ц}}^{z1} \eta_{\text{к}}^{z2} \eta_{\text{гтр}} \eta_{\text{сп}}. \qquad (10.52)$$

Дотична сила тяги тепловоза

$$F_{\text{д}} = \frac{M_{\text{к}}^{\text{гтр}}}{R_{\text{к}}} = \frac{\beta \cdot M_{\text{д}} \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{z1} \cdot \eta_{\text{к}}^{z2} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{сп}}}{R_{\text{к}}} = \qquad (10.53)$$

$$= A \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{мех}},$$

причому

$$A = \frac{\beta \cdot i_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{z1} \cdot \eta_{\text{к}}^{z2} \cdot \eta_{\text{сп}}}{R_{\text{к}}}, \qquad (10.54)$$

з урахуванням чого дотична сила тяги тепловоза при роботі на гідротрансформаторі $F_{\text{д}}^{\text{гтр}}$ виглядатиме таким чином

$$F_{\text{д}}^{\text{гтр}} = A \cdot M_{\text{д}} \cdot \kappa \cdot i_{\text{мех}}, \qquad (10.55)$$

де κ – коефіцієнт трансформації моменту;

$$\kappa = i_{\text{гтр}} \eta_{\text{гтр}}. \qquad (10.56)$$

Швидкість тепловоза при роботі на гідротрансформаторі

$$V_{\text{гтр}} = \frac{0{,}1884 \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_2} = \frac{0{,}1884 \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}} \cdot i_{\text{гтр}}}. \qquad (10.57)$$

Дотична потужність на ободі рушійних коліс тепловоза

$$N_{\text{д}}^{\text{гтр}} = \frac{F_{\text{д}}^{\text{гтр}} \cdot V_{\text{гтр}}}{3{,}6} = \frac{A \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{\text{мех}} \cdot 0{,}1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{3{,}6 \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}} \cdot i_{\text{гтр}}} = \qquad (10.58)$$

$$= A_1 \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гтр}},$$

де

$$A_1 = 0{,}052 \cdot \frac{A \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{п}}}. \qquad (10.59)$$

Побудова тягової характеристики гідропередачі при роботі на першій гідромуфті. Оскільки при роботі на гідромуфті момент турбінного колеса дорівнює моменту насосного колеса, а отже коефіцієнт трансформації $\kappa = 1$, то дотичну силу тяги тепловоза на цьому режимі $F_{\text{д}}^{\text{1гм}}$ можна визначити таким чином:

$$F_{\text{д}}^{\text{1гм}} = A M_{\text{д}} i_{\text{мех}}, \qquad (10.60)$$

швидкість тепловоза $V_{\text{1гм}}$ – таким чином:

$$V_{1\text{гм}} = 0{,}1884\frac{D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_2} = 0{,}1884\frac{D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}}}, \qquad (10.61)$$

а дотичну потужність тепловоза на ободах рушійних коліс $N_{\text{д}}^{1\text{гм}}$ – таким чином:

$$N_{\text{д}}^{1\text{гм}} = \frac{F_{\text{д}}^{1\text{гм}} \cdot V_{1\text{гм}}}{3{,}6} = \frac{A \cdot M_{\text{д}} \cdot i_{\text{мех}} \cdot 0{,}1884 D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{3{,}6 \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}}} = \qquad (10.62)$$

$$= A_1 \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}.$$

Побудова тягової характеристики гідропередачі при роботі на другій гідромуфті. Робота гідропередачі на другій гідромуфті йде також, як і на першій. Змінюється лише передаточне число зубчастої передачі. Тому при роботі на другій гідромуфті формули для розрахунку дотичної сили тяги тепловоза $F_{\text{д}}^{2\text{гм}}$, його швидкості V й дотичної потужності на ободах рушійних коліс $N_{\text{д}}^{2\text{гм}}$ виглядатимуть аналогічно:

$$F_{\text{д}}^{2\text{гм}} = AM_{\text{д}} i_{\text{мех}}, \qquad (10.63)$$

$$V_{2\text{гм}} = 0{,}1884\frac{D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}}{i_{\text{п}} \cdot i_{\text{мех}}}, \qquad (10.64)$$

$$N_{\text{д}}^{2\text{гм}} = A_1 \cdot M_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{гм}}. \qquad (10.65)$$

К.к.д. тепловоза $\eta_{\text{т}}$ на підставі наведених вище розрахункових співвідношень можна представити у загальному вигляді як співвідношення к.к.д. окремих робочих елементів його гідро передачі, тобто

$$\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{га}} \eta_{\text{ц}}^{z1} \eta_{\text{к}}^{z2} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{сп}}, \qquad (10.66)$$

де, крім вже відомих величин, $\eta_{\text{га}}$ – к.к.д. окремого гідравлічного апарата передачі.

Прийнявши величини $\eta_{\text{ц}}^{z1}$, $\eta_{\text{к}}^{z2}$ і $\eta_{\text{сп}}$ постійними і

$$\eta_{\text{ц}}^{z1} \eta_{\text{к}}^{z2} \eta_{\text{сп}} = \eta_0, \qquad (10.67)$$

можна отримати к.к.д. тепловоза в наступному вигляді:

$$\eta_{т} = \eta_{га}\eta_{0}\eta_{д}. \qquad (10.68)$$

Для окремих режимів роботи тепловоза його к.к.д. виглядатиме таким чином:

– під час роботи на гідротрансформаторі

$$\eta_{т}^{гтр} = \eta_{гтр}\,\eta_{0}\,\eta_{д}; \qquad (10.69)$$

– під час роботи на першій і другій гідромуфті

$$\eta_{т}^{гм} = \eta_{гм}\,\eta_{0}\,\eta_{д}. \qquad (10.70)$$

У якості прикладу на рис. 10.28 наведено тягову характеристику тепловоза для маневрового й поїзного режимів його роботи, розраховану за наведеними вище формулами, характеристиками дизеля й гідроапаратів.

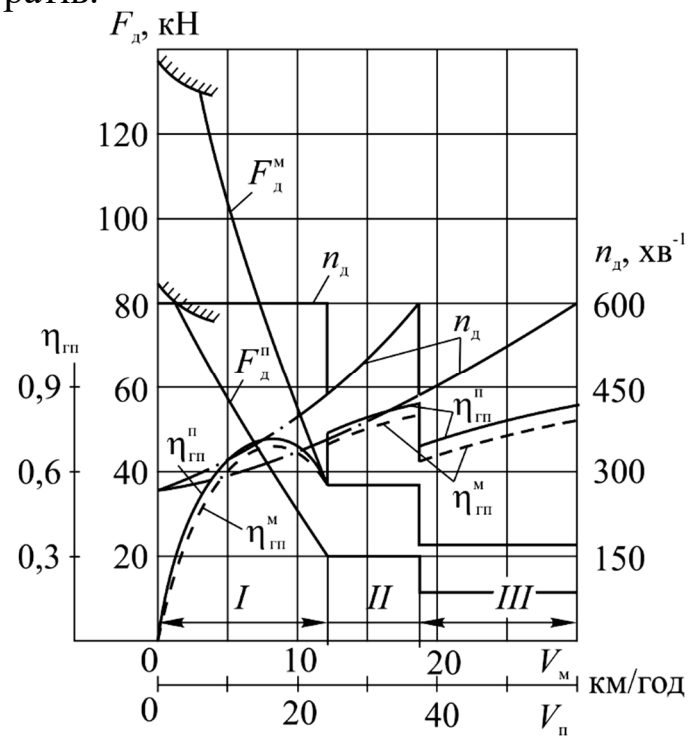


Рис. 10.28. Тягова характеристика тепловоза з гідротрансформатором і двома гідромуфтами:

I – робота гідротрансформатора; *II* – робота першої гідромуфти; *III* – робота другої гідромуфти; $F_д$ – дотична сила тяги тепловоза; $n_д$ – частота обертання колінчастого вала дизеля; $\eta_{гп}$ – к.к.д. передачі; V – швидкість руху тепловоза

10.3. Приклад розрахунку гідропередачі з двома гідротрансформаторами та однією гідромуфтою

Схему гідропередачі зображено на рис. 10.29.

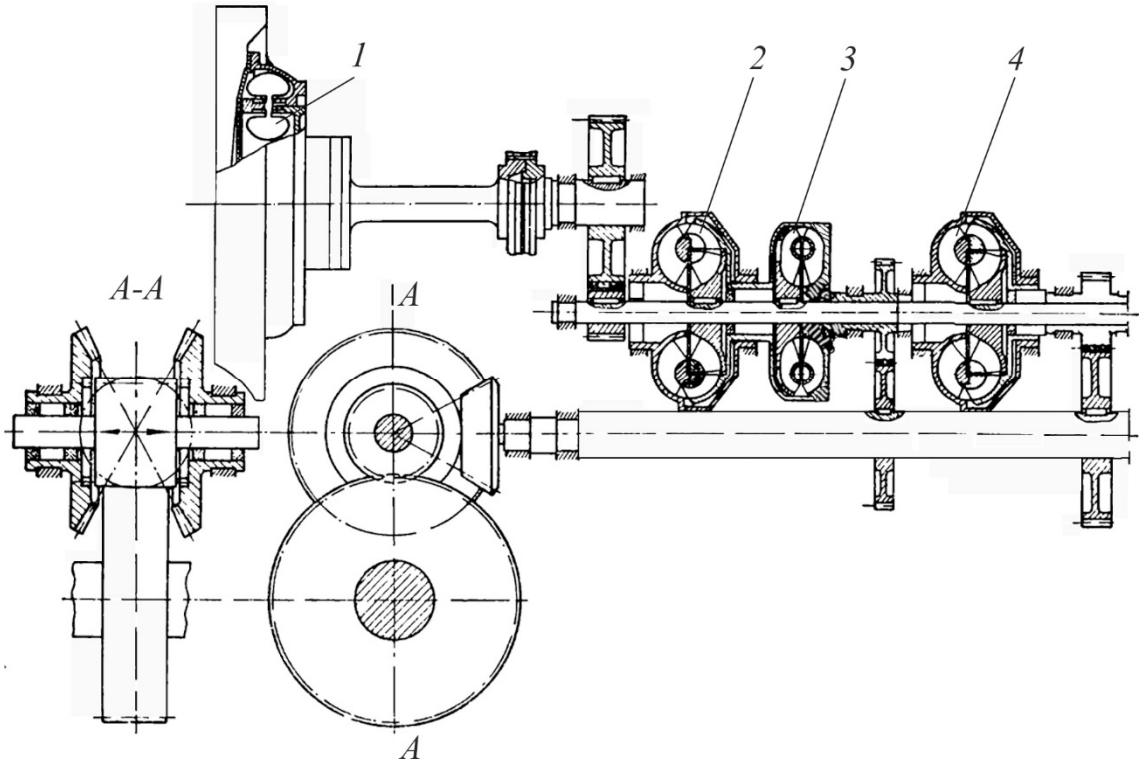


Рис. 10.29. Схема гідропередачі з двома гідротрансформаторами й однією гідромуфтою:
1 – пружна муфта; *2* – другий гідротрансформатор;
3 – перший гідротрансформатор; *4* – гідромуфта

Постановка задачі. Розрахувати й побудувати тягову характеристику гідропередачі з двома гідротрансформаторами І-го класу й однією гідромуфтою (для маневрового односекційного тепловоза з дизелем 1Д12 потужністю 300 кВт, характеристику якого зображено на рис. 10.30) при наведених нижче вихідних даних:

1) параметри тепловоза:

– к.к.д. дизеля $\eta_д$=0,37;

– коефіцієнт витрати потужності дизеля на допоміжні потреби $\alpha = 0{,}1$;

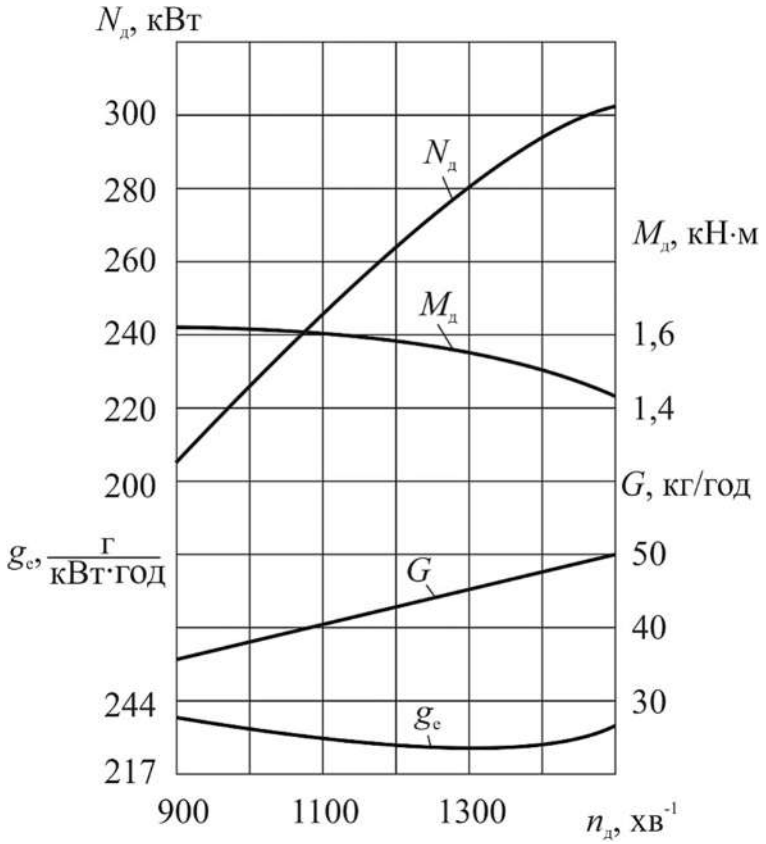


Рис. 10.30. Характеристика дизеля 1Д12:
$N_д$ – потужність;
$M_д$ – обертальний момент;
G – годинна витрата палива; $g_д$ – питома витрата палива; $n_д$ – частота обертання колінчастого вала

– коефіцієнт впливу тертя робочої рідини (масла) на потужність, яка сприймається насосним колесом $\alpha_{гтр} = 0{,}99$;

– витрата потужності дизеля на допоміжні потреби

$$N_{доп} = \alpha N_д = 30 \text{ кВт};$$

– потужність дизеля, що витрачається на тягу
$N_п = N_д - N_{доп} = 270$ кВт;

– частота обертання колінчастого вала дизеля $n_д = 1600$ хв$^{-1}$;

– максимальна швидкість руху тепловоза $V_{max} = 60$ км/год;

– швидкість руху тепловоза в холодному стані $V = 90$ км/год;

– службова маса тепловоза $P_с = 48$ т;

– колісна формула 0 – 3 – 0;

– діаметр рушійного колеса тепловоза $D_к = 1050$ мм;

2) параметри гідротрансформатора в діапазоні його роботи $n_т = 650\ldots1550$ хв$^{-1}$:

– схема кола циркуляції робочої рідини – див. рис. 10.29;

– гідравлічний к.к.д. $\eta_{\text{гтр}} = 0,90$;

– передаточне число $i_{\text{гтр}} = 2$;

– коефіцієнт корисної дії (к.к.д) $\eta_{\text{гтр}} = 0,85$;

– коефіцієнт швидкохідності $n_s = 175$;

– к.к.д. насосного колеса $\eta_{\text{н}} = 0,92$;

– передаточне число підвищувальної передачі $i_{\text{п}} = 0,8$;

– лопатки – сталеві, зварні;

– робоча рідина – турбінне масло 22;

– робоча температура масла $t_{\text{м}} = 70$ °С;

– об'ємна маса масла при $t_{\text{м}} = 20$ °С $\gamma_{20} = 900$ кг/м^3;

– кількість лопаток у турбінному колесі $z_{\text{т}} = 32$;

– товщина лопатки на вході до насосного колеса $s_{1\text{н}}$ і на виході з нього $s_{2\text{н}}$ становить 0,0015 м;

– товщина лопатки на вході до турбінного колеса $s_{1\text{т}} = 0,003$ м;

– товщина лопатки на виході з турбінного колеса $s_{2\text{т}} = 0,0015$ м;

– кількість лопаток у спрямовувальному апаратові $z_{\text{а}} = 40$;

– товщина лопатки на вході до спрямовувального апарата $s_{1\text{а}} = 0,003$ м;

– товщина лопатки на виході зі спрямовувального апарата $s_{2\text{а}} = 0,0015$ м.

Розрахунок основних параметрів гідротрансформатора. Виконується на підставі методичних положень, викладених у наведених вище главах, з метою визначення розмірних параметрів, характеристик гідротрансформатора та розробки його проекту.

Частота обертання насосного колеса $n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$, визначається за формулою:

$$n_{\text{н}} = \frac{n_{\text{д}}}{i_{\text{п}}} = \frac{1600}{0,8} = 2000 \text{ хв}^{-1}. \qquad (10.71)$$

Потужність, що сприймається насосним колесом $N_{\text{н}}$, кВт,

$$N_{\text{н}} = N_{\text{п}} \cdot \alpha_{\text{гтр}} = 300 \cdot 0,99 = 356,4 \text{ кВт}. \qquad (10.72)$$

Обводова швидкість u, м/с,

$$u = \sqrt[5]{\frac{n_{\text{н}}^2 \cdot N_{\text{н}}}{1{,}88^2}} = \sqrt[5]{\frac{2000^2 \cdot 356{,}4}{1{,}88^2}} = 53 \text{ м/с}. \qquad (10.73)$$

Об'ємна маса масла γ_{70} (при робочій температурі $t_{\text{р}} = 70$ °С) визначається за діаграмою рис. 3.1 та становить $\gamma_{70} \approx 870$ кг/м^3.

Напір насосного колеса

$$H_{\text{н}} = \left(\frac{1000 N_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot \eta_{\text{н}}}{\gamma_{70} \cdot n_s^2} \right)^{0,4} =$$

$$= \left(\frac{1000 \cdot 356{,}4 \cdot 2000 \cdot 0{,}92}{870 \cdot 175^2} \right)^{0,4} = 75{,}6 \text{ м}. \qquad (10.74)$$

Подача робочої рідини Q, м^3/с,

$$Q = \frac{75 N_{\text{н}}}{\gamma_{70} \cdot H_{\text{н}}} = \frac{75 \cdot 356{,}4}{870 \cdot 75{,}6} = 0{,}38 \text{ м}^3/\text{с}. \qquad (10.75)$$

Діаметр вала насосного колеса $d_{\text{в}}$, м,

$$d_{\text{в}} = 0{,}145 \sqrt[3]{\frac{N_{\text{н}}}{n_{\text{н}}}} = 0{,}145 \sqrt[3]{\frac{356{,}4}{2000}} = 0{,}085 \text{ м}. \qquad (10.76)$$

Діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м,

$$d_{\text{вт}} = 1{,}1 d_{\text{в}} = 1{,}1 \cdot 0{,}085 = 0{,}095 \text{ м}. \qquad (10.77)$$

Коефіцієнт вхідної швидкості $\alpha_{\text{вш}}$ визначається за графіком рис. 7.2 по кривій 1 і становить $\alpha_{\text{вш}} \approx 0{,}25$.

Вхідна меридіональна швидкість масла в насосному колесі $c_{\text{м}}$, м/с,

$$c_{\text{м}} = \alpha_{\text{вш}} \cdot \sqrt{2g \cdot H_{\text{н}}} = 0{,}25 \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 75{,}6} = 9{,}6 \text{ м/с}. \qquad (10.78)$$

Діаметр входу до насосного колеса

$$D_{\text{о}} = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi \cdot c_{\text{м}}}\right) + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,38}{3,14 \cdot 9,6} + 0,095^2} = 0,242 \text{ м.} \quad (10.79)$$

Середній діаметр входу обирається за конструктивними міркуваннями при зварних лопатках у розмірі $D_{1\text{н}} = 0,256$ м.

Обводова швидкість на вході до насосного колеса $u_{1\text{н}}$, м/с,

$$u_{1\text{н}} = \frac{\pi \cdot D_{1\text{н}} \cdot n_{\text{н}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,256 \cdot 2000}{60} = 26,8 \text{ м/с.} \quad (10.80)$$

Попередня величина кута входу до насосного колеса визначається через його тангенс

$$\text{tg}\beta'_{1\text{н}} = \frac{c_{\text{м}}}{u_{1\text{н}}} = \frac{9,6}{26,8} = 0,359, \quad (10.81)$$

отже, кут становить $\beta'_{1\text{н}} \approx 19°$.

Попередня величина кута виходу з насосного колеса приймається приблизно вдвічі більшою та становить $\beta'_{2\text{н}} \approx 40°$ (при $\text{tg}\beta'_{2\text{н}} = 0,839$).

Обводова швидкість на виході з насосного колеса

$$u_{2\text{н}} = \frac{c_{\text{м}}}{2\text{tg}\beta'_{2\text{н}}} + \sqrt{\frac{c_{\text{м}}^2}{4\text{tg}^2\beta'_{2\text{н}}} + \text{g} \cdot \frac{H_{\text{н}}}{\eta_{\text{н}}}} =$$

$$= \frac{9,6}{2 \cdot 0,839} + \sqrt{\frac{9,6^2}{4 \cdot 0,839^2} + 9,81\frac{75,6}{0,92}} = 34,7 \text{ м/с.} \quad (10.82)$$

Діаметр виходу з насосного колеса

$$D_{2\text{н}} = \frac{60u_{2\text{н}}}{\pi \cdot n_{\text{н}}} = \frac{60 \cdot 34,7}{3,14 \cdot 2000} = 0,33 \text{ м.} \quad (10.83)$$

Кількість лопаток у насосному колесі

$$z_{\text{н}} = 6{,}5 \cdot \frac{D_{2\text{н}} + D_{1и}}{D_{2\text{н}} - D_{1и}} \cdot \sin\left(\frac{\beta'_{1\text{н}} + \beta'_{2\text{н}}}{2}\right) =$$

$$= 6{,}5 \cdot \frac{0{,}330 + 0{,}256}{0{,}330 - 0{,}256} \cdot \sin\left(\frac{19° + 40°}{2}\right) \approx 25 \text{ шт.} \quad (10.84)$$

Ширина насосного колеса на вході

$$b_{1\text{н}} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}}} = \frac{0{,}380}{3{,}14 \cdot 0256 \cdot 9{,}6} = 0{,}049 \text{ м.} \quad (10.85)$$

Попередня величина коефіцієнта стиснення на вході до насосного колеса

$$\alpha'_{1\text{н}} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_{\text{н}} \cdot s_{1\text{н}}}{\pi \cdot D_{1\text{н}} \cdot \sin\beta'_{1\text{н}}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{25 \cdot 0{,}0015}{3{,}14 \cdot 0{,}256 \cdot 0{,}336}} = 1{,}15. \quad (10.86)$$

Попередня величина меридіональної швидкості на вході до насосного колеса з урахуванням стиснення лопаток

$$c_{1\text{м}} = \alpha_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} = 1{,}15 \cdot 9{,}6 = 11{,}0 \text{ м/с.} \quad (10.87)$$

Конструктивний кут лопатки на вході до насосного колеса

$$\text{tg}\beta_{1\text{н}} = \alpha'_{1\text{н}} \text{tg}\beta'_{1\text{н}} = 1{,}15 \cdot 0{,}359 = 0{,}41, \quad (10.88)$$

отже, кут становить $\beta_{1\text{н}} = 22°30'$.

Уточнений коефіцієнт стиснення лопаток

$$\alpha_{1\text{н}} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_{\text{н}} \cdot s_{1\text{н}}}{\pi \cdot D_{1\text{н}} \cdot \sin\beta'_{1\text{н}}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{25 \cdot 0{,}0015}{3{,}14 \cdot 0{,}256 \cdot 0{,}385}} = 1{,}14. \quad (10.89)$$

Уточнена меридіональна швидкість на вході до насосного колеса

$$c_{1\text{м}} = \alpha_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} = 1{,}14 \cdot 9{,}6 = 11{,}0 \text{ м/с.} \quad (10.90)$$

Уточнений конструктивний кут на виході з насосного колеса

$$\mathrm{tg}\beta_{2н} = \frac{c_{1м}}{u_{2н} - (1+p)\cdot\left(u_{2н} - \dfrac{c_м}{\mathrm{tg}\beta'_{2н}}\right)}, \qquad (10.91)$$

де

$$p = \frac{3,6\cdot\sin\beta'_{2н}}{z_н\cdot\left[1-\left(\dfrac{D_{1н}}{D_{2н}}\right)^2\right]} = \frac{3,6\cdot 0,642}{25\cdot\left[1-\left(\dfrac{0,256}{0,330}\right)^2\right]} = 0,24, \qquad (10.92)$$

звідки

$$\mathrm{tg}\beta_{2н} = \frac{11}{34,7-(1+0,24)\cdot\left(34,7-\dfrac{9,6}{0,839}\right)} = 1,92,$$

отже, кут $\beta_{2н}$ становить 62°30’.

Ширина насосного колеса на виході

$$b_{2н} = \frac{Q}{\left(\pi\cdot D_{2н} - \dfrac{z_н\cdot s_{2н}}{\sin\beta_{2н}}\right)\cdot c_{1т}} = \frac{0,38}{\left(3,14\cdot 0,33 - \dfrac{25\cdot 0,0015}{0,882}\right)\cdot 11} = 0,035 \text{ м}. \qquad (10.93)$$

Коефіцієнт стиснення на виході з насосного колеса

$$\alpha_{2н} = \frac{1}{1-\dfrac{z_н\cdot s_{2н}}{\pi\cdot D_{2н}\cdot\sin\beta_{2н}}} = \frac{1}{1-\dfrac{25\cdot 0,0015}{3,14\cdot 0,330\cdot 0,882}} = 1,04. \qquad (10.94)$$

Розрахункова величина кута лопатки на виході з насосного колеса

$$\mathrm{tg}\beta''_{2н} = \alpha_{1н}\mathrm{tg}\beta'_{2н} = 1,14\cdot 0,839 = 0,95, \qquad (10.95)$$

отже, величина кута становить $\beta''_{2н} = 43^\circ 30'$.

Діаметр входу до турбінного колеса

$$D_{1т} = D_{2н} + \ 0,01 = 0,330 + 0,01 = 0,340 \text{ м.} \qquad (10.96)$$

Частота обертання турбінного колеса

$$n_{т=} \frac{n_н}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ хв}^{-1}. \qquad (10.97)$$

Обводова швидкість на вході до турбінного колеса

$$u_{1т} = \frac{\pi \cdot D_{1т} \cdot n_т}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,340 \cdot 1000}{60} = 17,9 \text{ м/с.} \qquad (10.98)$$

Меридіональна швидкість на виході з насосного колеса

$$c_{2м} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{2н} \cdot b_{2н}} = \frac{0,380}{3,14 \cdot 0,330 \cdot 0,035} = 10,5 \text{ м/с.} \qquad (10.99)$$

Ширина лопатки турбінного колеса на вході

$$b_{1т} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{1т} \cdot c_{2м}} = \frac{0,380}{3,14 \cdot 0,340 \cdot 10,5} = 0,0340 \text{ м.} \qquad (10.100)$$

Попередня величина коефіцієнта стиснення на вході до турбінного колеса

$$\alpha'_{1т} = \alpha_{2н} = 1,04 \text{ м/с.} \qquad (10.101)$$

Попередня величина меридіональної швидкості на вході до турбінного колеса

$$c_{3м} = \alpha_{2н} c_{2м} = \ 1,04 \cdot 10,5 \ = \ 11,0 \text{ м/с.} \qquad (10.102)$$

Попередня величина кута лопатки на вході до турбінного колеса

$$\mathrm{tg}\beta'_{1т} = \frac{c_{3м}}{u_{1т} - \left(u_{2н} - \dfrac{c_м}{\mathrm{tg}\beta'_{2н}}\right)\cdot\dfrac{D_{2н}}{D_{1т}}} =$$

$$= \frac{11,0}{17,9 - \left(34,7 - \dfrac{9,6}{0,839}\right)\cdot\dfrac{0,330}{0,340}} = -2,4, \quad (10.103)$$

отже, величина кута становить $\beta'_{1т}=112°30'$.

Коефіцієнт стиснення на вході до турбінного колеса

$$\alpha_{1т} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_т \cdot s_{1т}}{\pi \cdot D_{1т} \cdot \sin\beta_{1т}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{32 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,34 \cdot 0,923}} = 1,07. \quad (10.104)$$

Уточнена меридіональна швидкість на вході до турбінного колеса

$$c_{3м} = \alpha_{1т} \cdot c_{2м} = 1,07 \cdot 10,5 = 11,2 \text{ м/с}. \quad (10.105)$$

Уточнена величина кута лопатки на вході до турбінного колеса

$$\mathrm{tg}\beta_{1т} = \frac{c_{3м}}{4,6} = -2,4, \quad (10.106)$$

отже, величина кута становить $\beta_{1т}=112°30'$.

Діаметр турбінного колеса на виході

$$D_{2т} = 1,27 \cdot D_{2н} = 1,27 \cdot 0,33 = 0,42 \text{ м}. \quad (10.107)$$

Коефіцієнт трансформації

$$\kappa = \eta_{гтр} \cdot i_{гтр} = 0,9 \cdot 2 = 1,8. \quad (10.108)$$

Проекція абсолютної швидкості на вході до насосного колеса

$$c_{1ин} = u_{1н} - \frac{c_м}{\mathrm{tg}\beta'_{1н}} = 26,8 - \frac{9,6}{0,359} = 0. \quad (10.109)$$

Проекція абсолютної швидкості на виході з насосного колеса

$$c_{2u\text{н}} = u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta'_{2\text{н}}} = 34,7 - \frac{9,6}{0,839} = 23,2 \text{ м/с}. \qquad (10.110)$$

Проекція абсолютної швидкості на виході з турбінного колеса

$$c_{2u\text{т}} = \frac{(1-\kappa)\cdot D_{2\text{н}}\cdot c_{2u\text{н}} + \kappa\cdot D_{1\text{н}}\cdot c_{1u\text{н}}}{D_{2\text{т}}} =$$

$$= \frac{(1-1,8)\cdot 0,330\cdot 23,2 + 1,8\cdot 0,256\cdot 0,0}{0,42} = -14,6 \text{ м/с}. \quad (10.111)$$

Обводова швидкість на виході з турбінного колеса

$$u_{2\text{т}} = \frac{\pi\cdot D_{2\text{т}}\cdot n_{\text{т}}}{60} = \frac{3,14\cdot 0,420\cdot 1000}{60} = 22 \text{ м/с}. \qquad (10.112)$$

Кут лопатки на виході з турбінного колеса

$$\text{tg}\beta_{2\text{т}} = \frac{c_{3\text{м}}}{u_{2\text{т}} - c_{2u\text{т}}} = \frac{11,2}{22-(-14,6)} = 0,305, \qquad (10.113)$$

отже, кут становить $\beta_{2\text{т}} = 17^{\text{o}}$.

Ширина лопатки на виході з турбінного колеса

$$b_{2\text{т}} = \frac{Q}{\pi\cdot D_{2\text{т}} - \dfrac{z_{\text{т}}\cdot s_{2\text{т}}}{\sin\beta_{2\text{т}}}} = \frac{0,38}{3,14\cdot 0,42 - \dfrac{32\cdot 0,0015}{0,29}} = 0,030 \text{ м}. \quad (10.114)$$

Коефіцієнт стиснення на виході з турбінного колеса

$$\alpha_{2\text{т}} = \frac{1}{1 - \dfrac{z_{\text{т}}\cdot s_{2\text{т}}}{\pi\cdot D_{2\text{т}}\cdot\sin\beta_{2\text{т}}}} = \frac{1}{1 - \dfrac{32\cdot 0,0015}{3,14\cdot 0,42\cdot 0,29}} = 1,14. \quad (10.115)$$

Меридіональна швидкість на виході з турбінного колеса

$$c_{4м} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{2т} \cdot b_{2т}} = \frac{0,380}{3,14 \cdot 0,42 \cdot 0,030} = 9,6 \text{ м/с.} \qquad (10.116)$$

Ширина лопатки на вході до спрямовувального апарата $b_{1а}$, м, (розраховується за умови дотримання рівності $D_{1а} = D_{2т}$)

$$b_{1а} = \frac{Q}{\pi \cdot D_{1а} \cdot c_{4м}} = \frac{0,380}{3,14 \cdot 0,420 \cdot 9,6} = 0,030 \text{ м.} \qquad (10.117)$$

Попередній кут лопатки на вході до спрямовувального апарата

$$\text{tg}\alpha'_{1а} = \frac{c_{4м}}{c_{2иm}} = \frac{9,6}{-14,6} = -0,66, \qquad (10.118)$$

отже, кут становить $\alpha'_{1а} = 146°30'$.

Коефіцієнт стиснення на вході до спрямовувального апарата

$$\alpha_{1а} = \frac{1}{1 - \frac{z_а \cdot a \cdot s_{1а}}{\pi \cdot D_{1а} \cdot \sin\alpha'_{1а}}} = \frac{1}{1 - \frac{40 \cdot 3}{3,14 \cdot 420 \cdot 0,55}} = 1,2. \qquad (10.119)$$

Уточнена меридіональна швидкість масла на вході до спрямовувального апарата $c_{5м}$, м/с, (розраховується за умови рівності $c_{1м} = c_т$)

$$c_{5м} = c_{1м} \cdot \alpha_{1а} = 9,6 \cdot 1,2 = 11,5 \text{ м/с.} \qquad (10.120)$$

Уточнена величина кута лопатки на вході до спрямовувального апарата

$$\text{tg}\alpha_{1а} = \frac{c_{1м}}{c_{2иm}} = \frac{11,5}{-14,6} = -0,78, \qquad (10.121)$$

отже, кут становить $\alpha_{1а} = 142°$.

Ширина лопатки на виході зі спрямовувального апарата $b_{2а}$, м, (розраховується за умови дотримання рівності $D_{2а} = D_{1н}$)

$$b_{2a} = \frac{Q}{\left(\pi \cdot D_{2a} - \frac{z_a \cdot s_{2a}}{\sin\alpha_{2a}}\right) \cdot c_{5т}} =$$

$$= \frac{0,38}{3,14 \cdot 0,256 - \left(\frac{40 \cdot 0,0015}{1}\right) \cdot 1,5} = 0,44 \text{ м.} \quad (10.122)$$

Коефіцієнт стиснення на виході зі спрямовувального апарата

$$\alpha_{2a} = \frac{1}{1 - \frac{z_a \cdot s_{2a}}{\pi \cdot D_{2a} \cdot \sin\alpha_{2a}}} = \frac{1}{1 - \frac{40 \cdot 0,0015}{3,14 \cdot 0,256 \cdot 1}} = 1,08. \quad (10.123)$$

Коефіцієнти швидкості:

$$\chi_1 = \frac{\alpha_{1н}}{\alpha_{2н}} = \frac{1,14}{1,04} = 1,1; \quad (10.124)$$

$$\chi_1 = \chi \cdot \alpha_{1т} = 1,1 \cdot 1,07 = 1,17; \quad (10.125)$$

$$\chi_2 = \chi \cdot \frac{\alpha_{1т}}{\alpha_{2т}} = 1,1 \cdot \frac{1,07}{1,14} = 1,02; \quad (10.126)$$

$$\chi_3 = \chi_2 \cdot \alpha_{1a} = 1,02 \cdot 1,2 = 1,23. \quad (10.127)$$

З рис. 10.31 визначаються такі параметри:

– ширина насосного колеса у меридіональному перерізі $a_н$, мм;

– ширина турбінного колеса у меридіональному перерізі $a_т$, мм;

– радіус закруглення насосного колеса в меридіональному перерізі $r_н$, мм;

– радіус закруглення турбінного колеса в меридіональному перерізі $r_т$, мм.

Ці параметри в даному прикладі становлять: $a_н = 64$ мм; $a_т = 26$ мм; $r_н = 43$ мм; $r_т = 40$ мм.

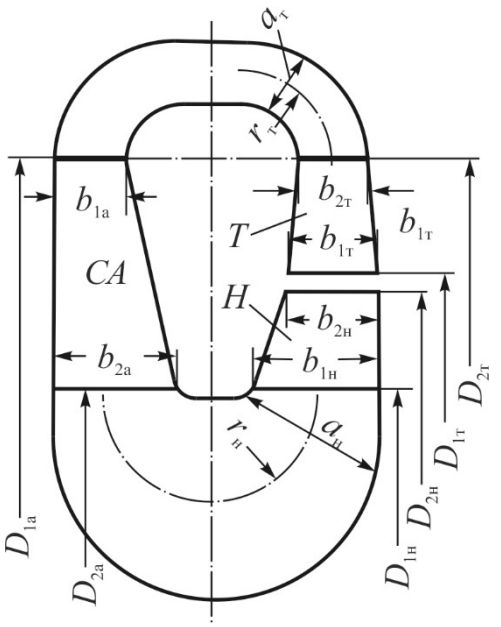


Рис. 10.31. Коло циркуляції гідротрансформатора

Коефіцієнт насосного колеса

$$k_н = \left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{\alpha_н}{r_н}\right)^{3{,}5}\right] \cdot \alpha_{1н}^2 = \left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{64}{43}\right)^{3{,}5}\right] \cdot 1{,}14^2 = 1{,}0. \quad (10.128)$$

Коефіцієнт турбінного колеса

$$k_т = \left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{\alpha_т}{r_т}\right)^{3{,}5}\right] \cdot \chi_1^2 = \left[0{,}13 + 0{,}16\left(\frac{26}{40}\right)^{3{,}5}\right] \cdot 1{,}17^2 = 0{,}225. \quad (10.129)$$

Коефіцієнт спрямовувального апарата

$$k_а = k_н + k_т = 1{,}0 + 0{,}225 = 1{,}225. \quad (10.130)$$

Розрахунок коефіцієнтів опорів робочої рідини виконується за узагальненою формулою:

$$\lambda = 0{,}316 \cdot \frac{\nu \cdot \sin\beta}{4 \cdot R \cdot c_{м}}, \qquad (10.131)$$

де ν – кінематична в'язкість робочої рідини, м^2/с;
β – кут лопатки робочого колеса гідроапарата, ^{o};
R – гідравлічний радіус робочого колеса, м;
$c_м$ – меридіональна швидкість, м/с.

Кінематична в'язкість

$$\nu = 10^{-6} \cdot \left(7{,}31BV - \frac{6{,}31}{BV}\right) =$$

$$= 10^{-6} \cdot \left(7{,}31 \cdot 1{,}8 - \frac{6{,}31}{1{,}8}\right) = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}. \qquad (10.132)$$

Гідравлічний радіус

$$R = \frac{b \cdot \text{с}}{2\left(b + c\right)}, \qquad (10.133)$$

де b – ширина лопатки, мм;
с – ширина міжлопаткового простору, мм;

$$c = \left(t - \sigma\right) \cdot \sin\beta, \qquad (10.134)$$

де t – крок лопатки, мм;
σ – товщина лопатки за кроком, мм;
β – кут лопатки у відповідному перерізі насосного, турбінного коліс і спрямовувального апарата.

Величини t і σ визначається за формулами:

$$t = \frac{\pi \cdot D}{z}, \qquad (10.135)$$

у якій D – діаметр лопатки, мм, а z – кількість лопаток у колесі, шт;

$$\sigma = \frac{s}{\sin\beta}, \qquad (10.136)$$

у якій s – товщина лопатки, мм.

Дані для розрахунку розглянутих вище параметрів і коефіцієнтів опору зосереджені в табл. 10.1. У стовпчику 1 цієї таблиці містяться індекси позначень перерізів, які застосовувалися в наведених вище розрахунках, а саме

– 1н – вхід до насосного колеса;
– 2н – вихід з насосного колеса;
– 1т – вхід до турбінного колеса;
– 2т – вихід з турбінного колеса;
– 1а – вхід до спрямовувального апарата;
– 2а – вихід зі спрямовувального апарата.

Таблиця 10.1

Результати розрахунку коефіцієнтів опору

Переріз	β	sinβ	D, мм	z	t, мм	s, мм	σ, мм	c, мм	b, мм	R, м	$c_м$, м/с	λ
1н	22°30’	0,385	256	25	32,4	1,5	3,9	11,0	49	0,0045	11,0	0,0210
2н	62°30’	0,882	330	25	41,5	1,5	1,7	35,0	35	0,0087	11,0	0,0225
1т	112°30’	0,923	340	32	33	3,0	3,26	27,0	34	0,0075	11,2	0,0227
2т	17°	0,290	420	32	41	1,5	5,15	10,4	30	0,0039	11,2	0,0200
1а	142°	0,615	420	40	33	3,0	4,9	17,1	30	0,0055	11,5	0,0270
2а	90°	1,0	256	40	20	1,5	1,5	18,5	44	0,0570	11,5	0,0250

Коефіцієнти рівняння балансу енергії у гідротрансформаторі

$$A=\frac{1}{2g}\cdot\left[\frac{l_н\cdot\alpha_{1н}}{8}\cdot\left(\frac{\lambda_{1н}}{\sin^2\beta_{1н}\cdot R_{1н}}+\frac{\lambda_{2н}}{\sin^2\beta_{2н}\cdot R_{2н}}\right)+\right.$$

$$+\left(\frac{\lambda_{1т}}{\sin^2\beta_{1т}\cdot R_{1т}}+\frac{\lambda_{2т}}{\sin^2\beta_{2т}\cdot R_{2т}}\right)\cdot\frac{l_т\chi_1}{8}+$$

$$+\frac{l_а\cdot\chi_3}{8}\cdot\left(\frac{\lambda_{1а}}{\sin^2\alpha_{1а}\cdot R_{1а}}+\frac{\lambda_{2а}}{\sin^2\alpha_{2а}\cdot R_{2а}}\right)+$$

$$+\left(\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{2а}}+\frac{\alpha_{1н}}{\mathrm{tg}\beta_{1н}}\right)^2+\left(\frac{\chi_1}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}-\frac{\alpha_{1н}}{\mathrm{tg}\beta''_{2н}}\right)^2+$$

$$+\left(\frac{\chi_2}{\mathrm{tg}\beta_{2т}}+\frac{\chi_3}{\mathrm{tg}\alpha_{1а}}\right)^2+k_н+k_т+k_а\Bigg]=$$

$$=\frac{1}{2\cdot 9.81}\cdot\left[\frac{3,8\cdot 1,14}{8}\cdot\left(\frac{0,021}{0,146\cdot 0,45}+\frac{0,0225}{0,78\cdot 0,87}\right)\right]+$$

$$+\left(\frac{0,0227}{0,85\cdot 0,75}+\frac{0,02}{0,085\cdot 0,39}\right)\cdot\frac{3,8\cdot 1,17}{8}+$$

$$+\frac{8,2\cdot 1,23}{8}\cdot\left(\frac{0,027}{0,38\cdot 0,55}+\frac{0,025}{1,0\cdot 0,57}\right)+\left(\frac{1,23}{\infty}+\frac{1,14}{0,41}\right)^2+\left(\frac{1,17}{-2,44}-\frac{1,44}{0,95}\right)^2+$$

$$+\left(\frac{1,02}{0,305}+\frac{1,23}{-0,78}\right)^2+1,0+0,225+1,225\Bigg]=0,93;\quad (10.137)$$

$$B=\frac{\pi}{g\cdot 60}\cdot\left[\left(\frac{\chi_1\cdot D_{2н}}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}-\frac{a_{1н}\cdot D_{1н}}{\mathrm{tg}\beta_{1н}}\right)\cdot n_н-\left(\frac{\chi_1\cdot D_{2н}}{\mathrm{tg}\beta_{1т}}+\frac{\chi_2\cdot D_{2т}}{\mathrm{tg}\alpha_{1а}}\right)\cdot n_т\right]=$$

$$=\left[\left(\frac{1,17\cdot 0,33}{-2,44}-\frac{1,14\cdot 0,256}{0,41}\right)\cdot 2000-\left(\frac{1,17\cdot 0,33}{-2,44}+\frac{1,02\cdot 0,42}{-0,78}\right)\right]\cdot n_т=$$

$$=-9,25+0,00375\cdot n_т;\quad (10.138)$$

$$C=\frac{1}{2\cdot 60^2}\cdot\left[\left(D_{1н}^2-D_{2н}^2\right)\cdot n_н^2+\left(D_{2н}^2-D_{2т}^2\right)\cdot n_т^2\right]=$$

$$=\frac{1}{2\cdot 60^2}\cdot\left[\left(0,256^2-0,33^2\right)\cdot 2000^2+\left(0,33^2-0,42^2\right)\cdot n_т^2\right]=$$

$$=-23,4-0,00000944\cdot n_т^2.\quad (10.139)$$

Таким чином, рівняння балансу енергії відносно швидкості $c_м$ виразиться у вигляді:

$$0,93\cdot c_м^2+\left(-9,25+0,00375\cdot n_т\right)\cdot c_м-\left(23,4+0,00000944\cdot n_т^2\right)=0.\quad (10.140)$$

Перш ніж розв'язувати це рівняння для різних значень $n_{\text{т}}$, слід визначити величину $c_{\text{м}}$ для розрахункового значення $n_{\text{т0}} = 1000$ хв$^{-1}$ з виразу:

$$c_{\text{м}}^2 - 5,9 \cdot c_{\text{м}} - 35 = 0, \qquad (10.141)$$

звідки $c_{\text{м}} = 9,55$ м/с, а при розрахунку геометричних розмірів робочих коліс гідротрансформатора за формулою (10.78) було отримано $c_{\text{м}} = 9,6$ м/с.

Далі слід розрахувати для різних значень частоти обертання турбінного колеса $n_{\text{т}}$ коефіцієнти B і C за рівняннями (10.138) і (10.139), а також швидкість $c_{\text{м}}$ і обводові швидкості турбінного колеса на вході $u_{1\text{т}}$ й на виході $u_{2\text{т}}$ з занесенням їх до таблиці 10.2.

Розрахунок моментів насосного й турбінного коліс виконується для різних частот обертання турбінного колеса залежно від швидкості $c_{\text{м}}$ за наступними формулами:

– момент насосного колеса

$$M_{\text{н}} = \gamma \cdot F \cdot c_{\text{м}} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta''_{2\text{н}}} \right) - r_{1\text{н}} \cdot \frac{\chi_3 \cdot c_{\text{м}}}{\text{tg}\alpha_{2\text{a}}} \right] =$$

$$= \gamma \cdot F \cdot a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta'_{2\text{н}}} \right) \right] =$$

$$= 870 \cdot 0,0345 \cdot 1,15 \cdot c_{\text{м}} \cdot \left[0,165 \cdot \left(34,7 - \frac{c_{\text{м}}}{0,839} \right) \right] =$$

$$= 146,81 \cdot c_{\text{м}} - 6,818 \cdot c_{\text{м}}^2; \quad (10.142)$$

– момент турбінного колеса

$$M_{\text{т}} = \gamma \cdot F \cdot a_{1\text{н}} \cdot c_{\text{м}} \cdot \left[r_{2\text{н}} \cdot \left(u_{2\text{н}} - \frac{c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta'_{2\text{н}}} \right) - r_{2\text{т}} \cdot \left(u_{2\text{т}} - \frac{\chi_1 \cdot c_{\text{м}}}{\text{tg}\beta_{2\text{т}}} \right) \right] =$$

$$= 870 \cdot 0,0345 \cdot 1,15 \cdot c_{\text{м}} \cdot \left[0,165 \cdot \left(34,7 - \frac{c_{\text{м}}}{0,839} \right) - \right.$$

$$-0,21\cdot\left(u_{2т}--\frac{1,17\cdot c_м}{0,305}\right)\Bigg]=\ 34,53\cdot c_м\cdot\left(5,72\ -\ 0,198\cdot c_м-\ 0,21\cdot u_{2т}+\right.$$

$$\left.+0,81\cdot c_м\right)=21,1\cdot c_м^2+198,2\cdot c_м-7,26\cdot c_м\cdot u_{2т};\quad (10.143)$$

– момент дискового тертя

$$M_g=f_g\cdot\gamma\cdot r_{2н}^5\cdot\frac{\pi^2}{30^2}\cdot\left(n_н-n_т\right)^2.\qquad (10.144)$$

Для розрахунку коефіцієнта f_g визначається (через число Рейнольдса) режим руху робочої рідини за формулою:

$$\mathrm{Re}=\frac{r_{2н}^2\cdot\omega}{\nu}=\frac{0,165^2\cdot10^6\pi\cdot2000}{10\cdot30}=5,6\cdot10^5,\qquad (10.145)$$

з якої видно, що режим є турбулентним, при якому коефіцієнт f_g визначається за формулою:

$$f_g=\frac{0,0311}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}=\frac{0,0311}{\sqrt[5]{5,6\cdot10^5}}=0,00222.$$

Тоді

$$M_g=0,00222\cdot870\cdot0,165^5\cdot\frac{\pi^2}{30^2}\cdot\left(2000-n_т\right)^2=$$

$$=0,0000026\cdot\left(2000-n_т\right)^2;\quad (10.146)$$

– опір насосного колеса

$$M_{сн}=f_g\cdot\gamma\cdot r_{2н}^5\cdot\frac{\pi^2}{30^2}\cdot n_н^2=$$

$$=0,00222\cdot870\cdot0,165^5\cdot\frac{\pi^2}{30^2}\cdot2000^2=10,2\ \text{Н}\cdot\text{м}.\quad (10.147)$$

– опір турбінного колеса

$$M_{\text{ст}} = 2 \cdot f_{\text{g}} \cdot \gamma \cdot r_{2\text{т}}^5 \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot n_{\text{т}}^2 =$$

$$= 0,00222 \cdot 870 \cdot 0,210^5 \cdot \frac{\pi^2}{30^2} \cdot n_{\text{т}}^2 = 0,0000172 \cdot n_{\text{т}}^2; \quad (10.148)$$

– момент на ведучому валі

$$M_1 = M_{\text{н}} + M_{\text{g}} + M_{\text{сн}}; \quad (10.149)$$

– момент на веденому валі

$$M_2 = M_{\text{т}} + M_{\text{g}} + M_{\text{ст}}; \quad (10.150)$$

– потужність на ведучому валі

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1; \quad (10.151)$$

– потужність на веденому валі

$$N_2 = M_2 \cdot \omega_2; \quad (10.152)$$

К.к.д. гідротрансформатора

$$\eta_{\text{гтр}} = \frac{M_2 \cdot n_{\text{т}}}{M_1 \cdot n_{\text{н}}}. \quad (10.153)$$

Величини, необхідні для розрахунку й не залежні від частоти обертів турбінного колеса, визначені вище та становлять: $A = 0,93$ с^2/м; обводові швидкості насосного колеса на вході $u_{1\text{н}} = 26,8$ м/с й на виході $u_{2\text{н}} = 34,7$ м/с; момент опору (дискового тертя) насосного колеса $M_{\text{сн}} = 10,2$ Н·м. Окрім цього приймається коефіцієнт удару $\varphi = 1 = \text{const}$. Решта розрахованих величин заноситься до таблиці 10.2.

Таблиця 10.2

Параметри гідротрансформатора при частоті обертання насосного колеса $n_н = 2000$ хв$^{-1}$ = const

Параметр	Позначення	Розрахункова величина для частоти обертання турбінного колеса $n_т$, хв$^{-1}$					
		0	500	1000	1500	2000	2500
Коефіцієнти рівняння балансу енергії:							
– B, с/м	B	−9,25	−7,35	−5,5	−3,65	−1,75	0,15
– C, м	C	−23,4	−25,76	−32,84	−44,6	−61,0	−82,4
Меридіональна швидкість, м/с	$c_т$	12,1	10,55	9,55	9,15	9,12	9,5
Обводова швидкість турбінного колеса, м/с:							
– на вході	$u_{1т}$	0	8,9	17,9	26,6	35,5	44,5
– на виході	$u_{2т}$	0	11	22	33	44	55
Момент, Н·м:							
– насосного колеса	$M_н$	1373	1315	1256	1216	1207	1246
– турбінного колеса	$M_т$	5484	3527	2227	1344	628	0
– що передається диском тертя	M_g	10,2	5,74	2,55	0,638	0	–
	$M_{ст}$	0	4,32	17,17	38,26	68,67	107,9
– опору (дискового тертя) турбінного колеса	M_1	1393	1330	1268	1226	1207	1246
– на ведучому валі	M_2	5494	3527	2212	1306	559	107,9
– на веденому валі							
Потужність, кВт:							
– на ведучому валі	N_1	396	376	360	350	345	355
– на веденому валі	N_2	0	250	315	280	160	–
К.к.д. гідротрансформатора	$\eta_{гтр}$	0	0,665	0,87	0,80	0,464	–

На основі розрахованих величин будується зовнішня характеристика гідротрансформатора, а за зовнішньою характеристикою – його універсальна характеристика (рис. 10.32) за методикою, описаною в главах 6 та 7.

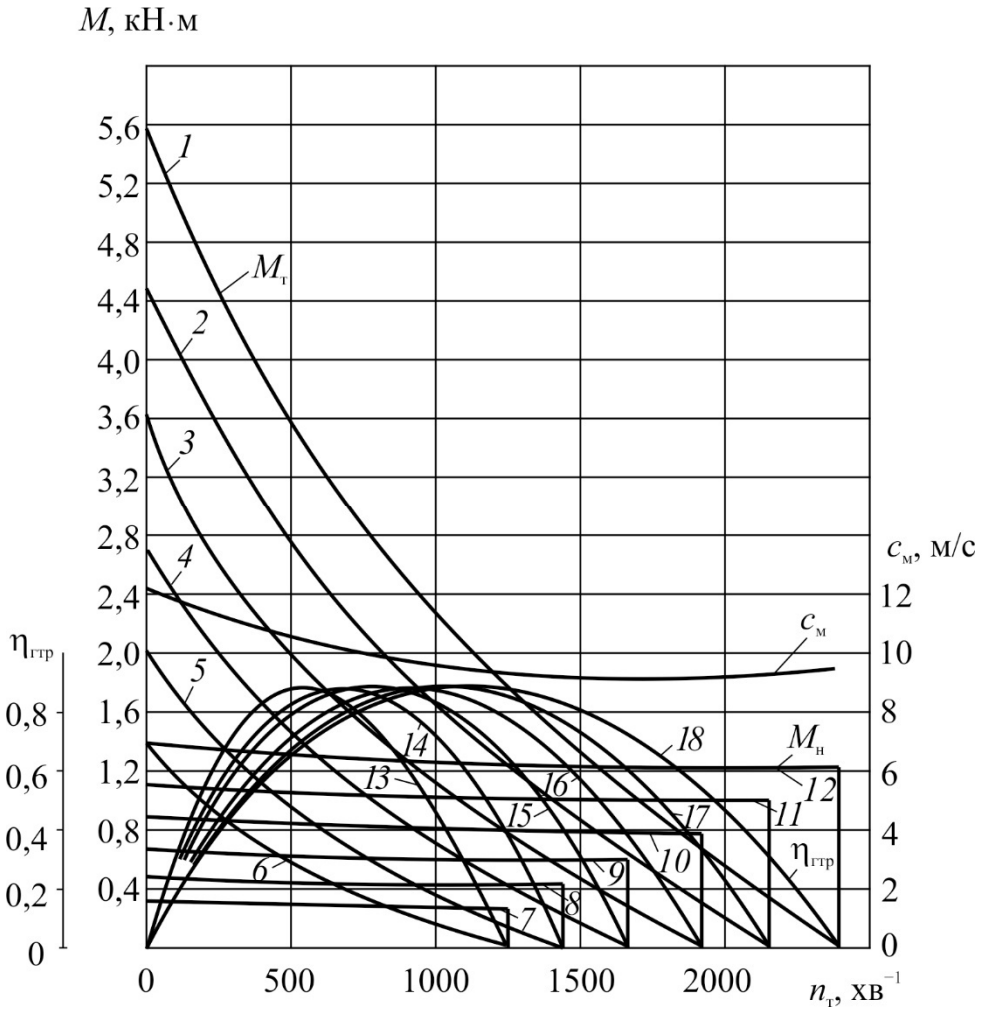


Рис. 10.32. Універсальна характеристика гідротрансформатора при потужності дизеля $N_д = 295$ кВт і частоті обертання насосного колеса $n_н = 2000$ хв$^{-1}$:

1…6 – момент турбінного колеса $M_т$; *7…12* – момент насосного колеса $M_н$; *13…18* – к.к.д. гідротрансформатора $\eta_{гтр}$ при частотах обертання насосного колеса 2000, 1800, 1600, 1400, 1200, 1000 хв$^{-1}$ відповідно; $n_н$ – частота обертання насосного колеса хв$^{-1}$; $n_т$ – частота обертання турбінного колеса хв$^{-1}$; $c_м$ – швидкість циркуляції в гідротрансформаторі при $n_н = 2000$ хв$^{-1}$

Розрахунок гідромуфти. Оскільки тепловозні гідромуфти виготовляються з плоскими радіальними лопатками, то доцільним буде спростити розрахунок і виконати його за методом подібності, якщо взяти за зразок, наприклад, тепловозну гідромуфту з активним діаметром $D = 340$ мм, універсальну характеристику якої зображено на рис. 10.32.

Ця гідромуфта передає нормальний момент $M = 23$ Н·м при частоті обертання $n = 2730$ хв$^{-1}$ й при к.к.д. $\eta_{гм} = 0{,}97$.

При таких параметрах активний діаметр проектної гідромуфти можна визначити за формулою:

$$D_{нат} = D_{мод} \cdot \sqrt[5]{\frac{N_{нат} \cdot \gamma_{мод} \cdot n_{мод}^3 \cdot \eta_{нат}}{N_{мод} \cdot \gamma_{нат} \cdot n_{нат}^3 \cdot \eta_{мод}}}, \qquad (10.154)$$

у якій індекс «мод» позначає гідромуфта-зразок (модель), а індекс «нат» – натурний зразок (гідромуфта, що проектується).

У цій формулі: N – потужність, що передається насосним колесом гідромуфти, кВт; n – частота обертання робочих коліс гідромуфти; γ – об'ємна маса робочої рідини, кг/м^3; η – к.к.д. гідромуфти.

Прийнявши $\gamma_{мод} = \gamma_{нат}$, $\eta_{мод} = \eta_{нат}$, можна визначити активний діаметр проектної гідромуфти

$$D_{нат} = 0{,}34 \cdot \sqrt[5]{\frac{356{,}4 \cdot 2730^3}{88 \cdot 2000^3}} = 0{,}55 \text{ м}. \qquad (10.155)$$

Решта геометричних розмірів визначається за співвідношенням основних розмірів у гідромуфті залежно від діаметра D, зображеним на рис. 10.33.

За універсальною характеристикою гідромуфти-зразка рис. 10.34 будується тягова характеристика гідромуфти, що проектується (рис. 10.35), яка відображує залежність моменту турбінного колеса $M_т$ від частоти його обертання $n_т$.

Оскільки діаметр рушійного колеса заданий у вихідних даних і дорівнює $D_к = 1050$ мм, то при цій величині перевіряється питоме навантаження на рушійну колісну пару тепловоза p за формулою:

$$p = \frac{1000 P_в}{D_к}, \qquad (10.156)$$

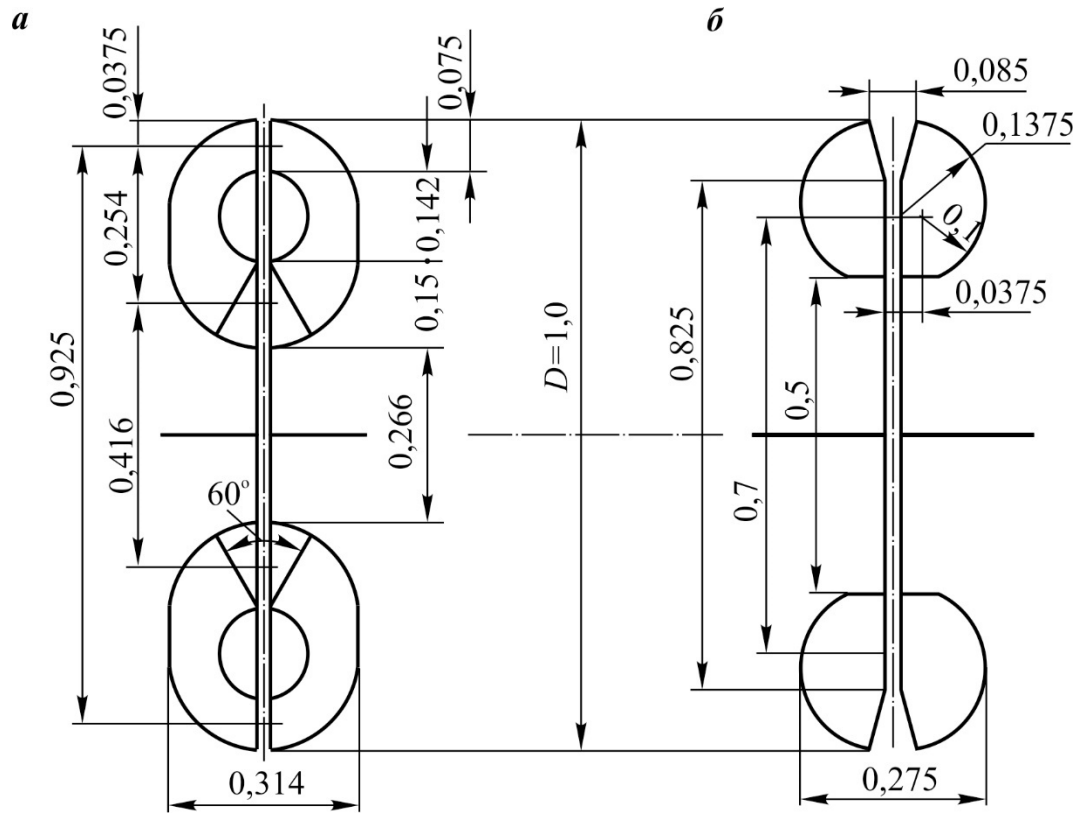


Рис. 10.33. Співвідношення основних розмірів у гідромуфті залежно від діаметра D:

а – для гідромуфт з тором (коло циркуляції заводу «Вулкан»);

б – для гідромуфт без тора (круг циркуляції концерну «Voith»)

де $P_{в}$ – навантаження на вісь рушійної колісної пари, т/вісь;

$$P_{в} = \frac{P_{с}}{n_{р}}, \qquad (10.157)$$

$P_{с}$ – задана службова маса тепловоза, т;

$n_{р}$ – задана кількість осей (рушійних колісних пар) тепловоза;

$$P_{в} = \frac{48}{3} = 16 \text{ т/вісь};$$

$$p = \frac{1000 \cdot 16}{1050} = 15,2 \text{ кг/мм}.$$

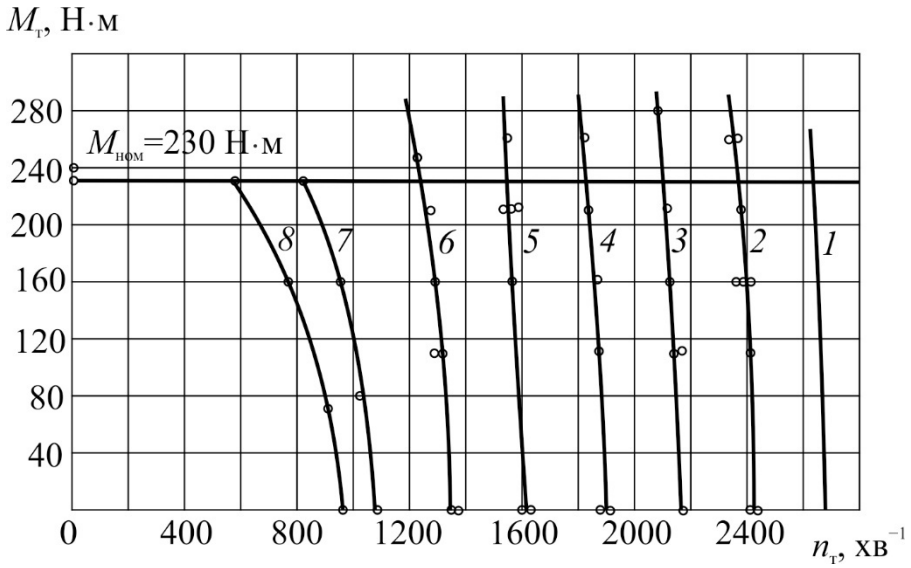


Рис. 10.34. Універсальна характеристика гідромуфти:
$M_т$ – момент, що передається гідромуфтою при наступних частотах обертання насосного колеса $n_н$: *1* – при $n_н$ = 2730 хв$^{-1}$; *2* – при $n_н$ = 2460 хв$^{-1}$; *3* – при $n_н$ = 2185 хв$^{-1}$; *4* – при $n_н$ = 1910 хв$^{-1}$; *5* – при $n_н$ = 1840 хв$^{-1}$; *6* – при $n_н$ = 1665 хв$^{-1}$; *7* – при $n_н$ = 1090 хв$^{-1}$; *8* – при $n_н$ = 905 хв$^{-1}$

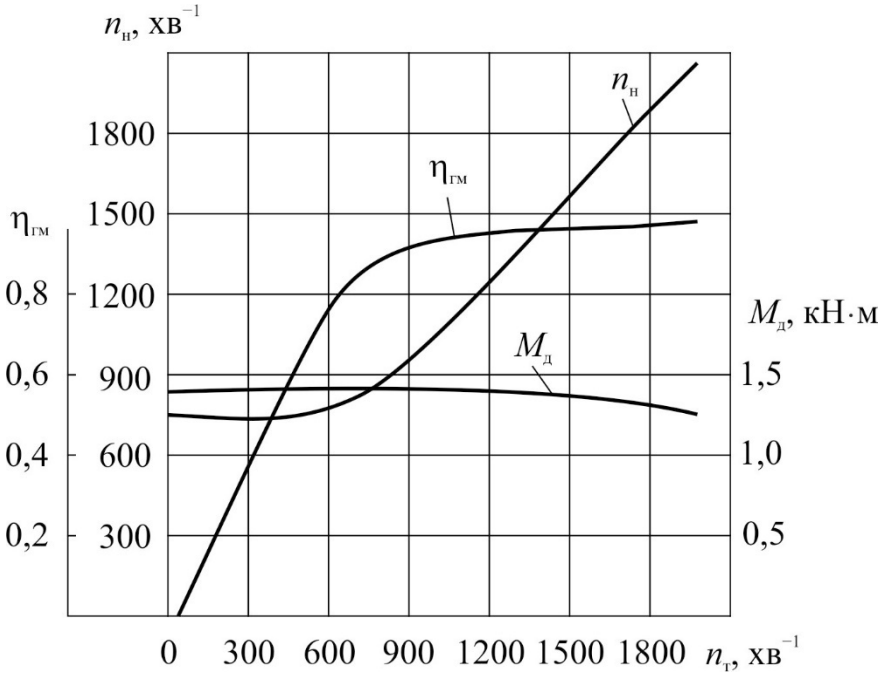


Рис. 10.35. Тягова характеристика проектної гідромуфти:
$M_д$ – момент дизеля; $n_н$ – частота обертання насосного колеса; $n_т$ – частота обертання турбінного колеса; $\eta_{гм}$ – к.к.д. гідромуфти

Далі за вихідними даними розраховується загальне передаточне число на гідромуфті й другому гідротрансформаторі

$$i_{\text{о}}^{\text{гм}} = 0{,}1884 \cdot \frac{D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{V_{\max}} = 0{,}1884 \cdot \frac{1{,}05 \cdot 1600}{60} = 5{,}3. \qquad (10.158)$$

Це передаточне відношення являє собою добуток передаточних чисел підвищувальної передачі $i_{\text{п}}$, гідромуфти $i_{\text{гм}} = 1/\eta_{\text{гм}}$ і механічної передачі від турбінного колеса гідромуфти до тягового вала $i_{1\text{мех}}$, тобто

$$i_{\text{о}}^{\text{гм}} = i_{\text{п}} \cdot i_{\text{гм}} \cdot i_{1\text{мех}}. \qquad (10.159)$$

Оскільки

$$i_{\text{п}} = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{н}}} = \frac{1600}{2000} = 0{,}8 \qquad (10.160)$$

та

$$i_{\text{гм}} = \frac{1}{\eta_{\text{гм}}} = \frac{1}{0{,}97} = 1{,}04, \qquad (10.161)$$

то звідси визначається передаточне число $i_{1\text{мех}}$, тобто

$$i_{1\text{мех}} = \frac{i_{\text{о}}^{\text{гм}}}{i_{\text{п}} \cdot i_{\text{гм}}} = \frac{5{,}3}{0{,}8 \cdot 1{,}04} = 5{,}75. \qquad (10.162)$$

Діапазон роботи гідротрансформатора доцільно встановити за таких міркувань. Максимальна частота обертання турбінного колеса в діапазоні повинна задовольняти умові $M_{\text{т}} = M_{\text{н}}$, а мінімальна частота обертання в діапазоні − умові рівності к.к.д. при максимальній і мінімальній частоті обертання турбінного колеса. Аналіз універсальної характеристики гідротрансформатора, фрагмент якої зображений на рис. 10.36, показує, що умова $M_{\text{т}} = M_{\text{н}}$ задовольняється при частоті обертання турбінного колеса $n_{\text{т}} \approx 1550$ хв$^{-1}$, а друга – при $n_{\text{т min}} \approx 650$ хв$^{-1}$ і $n_{\text{т max}} = 1550$ хв$^{-1}$, тобто $\eta_{\text{гтр}}^{\text{д}} = \eta_{\text{гтр}}^{\text{м}} = 0{,}78$. Отже, слід прийняти діапазон $n_{\text{т}} = n_{\text{т min}} \ldots n_{\text{т max}}$=650…1550 хв$^{-1}$.

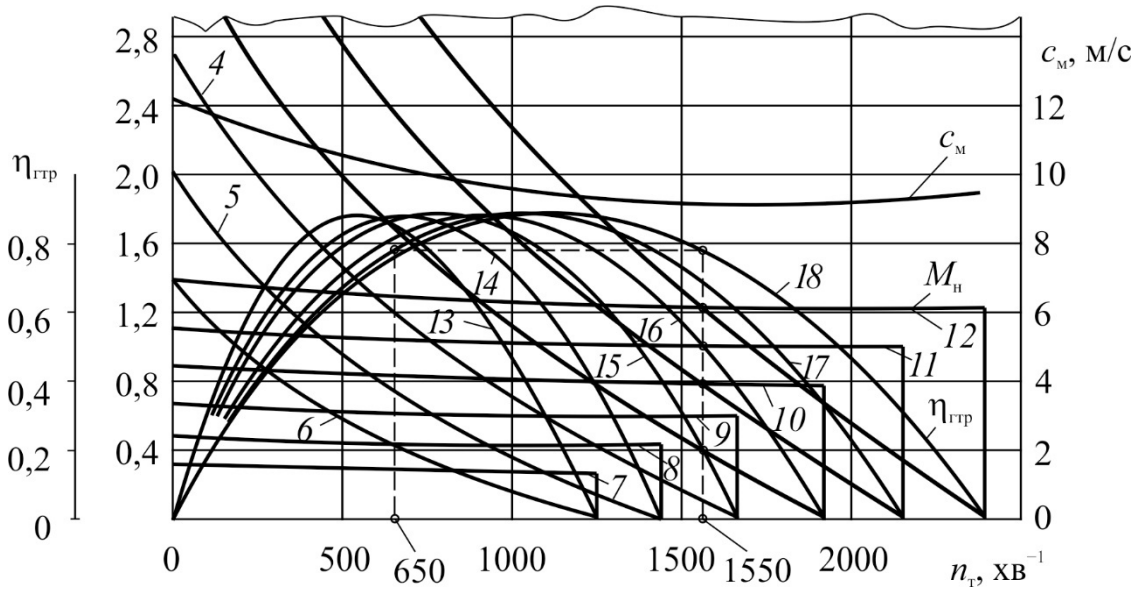


Рис. 10.36. Фрагмент універсальної характеристики гідротрансформатора:
“ ○ ” – точки рівності моментів $M_т = M_н$ і рівності к,к,д. гідротрансформатора $\eta_{гтр}$

Далі визначаються:

– швидкість переходу з другого гідротрансформатора на перший за формулою:

$$V_{2гтр} = \frac{0{,}1884 \cdot D_к \cdot n_д}{i^д_{гтр} \cdot i_{2мех}}, \tag{10.163}$$

де

$$i^д_{гтр} = \frac{n_н}{n_{тmin}} = \frac{2000}{650} = 3{,}07; \tag{10.164}$$

$$i_{2мех} = i_п \cdot i_{1мех} = 0{,}8 \cdot 5{,}75 = 4{,}6. \tag{10.165}$$

Отже

$$V_{2гтр} = \frac{0{,}1884 \cdot 1{,}05 \cdot 1600}{3{,}07 \cdot 4{,}6} = 22{,}3 \text{ км/год}; \tag{10.166}$$

– передаточне число механічної передачі при роботі на першому гідротрансформаторі за формулою:

$$i_{3\text{мех}} = \frac{0{,}1884 \cdot D_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{гтр}}^{\text{м}} \cdot V_{2\text{гтр}}}, \qquad (10.167)$$

де

$$i_{\text{гтр}}^{\text{м}} = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{тmax}}} = \frac{2000}{1550} = 1{,}3. \qquad (10.168)$$

Отже

$$i_{3\text{мех}} = \frac{0{,}1884 \cdot 1{,}05 \cdot 1600}{1{,}3 \cdot 22{,}3} = 10{,}9;$$

– дотична сила тяги тепловоза при роботі на гідромуфті

$$F_{\text{д}}^{\text{гм}} = \frac{M_{\text{н}} \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{1\text{мех}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{3} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{сп}}^{2}}{\frac{D_{\text{к}}}{2}}, \qquad (10.169)$$

де $\eta_{\text{ц}}^{z}$ – к.к.д. пари циліндричних зубчастих коліс;

$\eta_{\text{к}}^{z1}$ – к.к.д. пари конічних зубчастих коліс;

$\eta_{\text{сп}}$ – к.к д. спарників;

$$F_{\text{д}}^{\text{гм}} = \frac{M_{\text{н}} \cdot 0{,}8 \cdot 5{,}75 \cdot 0{,}99^{3} \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98^{2}}{0{,}525} = 7{,}95 M_{\text{н}},$$

– дотична сила тяги тепловоза при роботі на другому гідротрансформаторі

$$F_{\text{д}}^{2\text{гтр}} = \frac{M_{\text{н}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot i_{2\text{мех}} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{ц}}^{2} \cdot \eta_{\text{к}}^{2} \cdot \eta_{\text{сп}}}{\frac{D_{к}}{2}} =$$

$$= \frac{M_{\text{н}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{гтр}} \cdot 4{,}6 \cdot 0{,}99^{3} \cdot 0{,}97^{2} \cdot 0{,}98}{0{,}525} = 7{,}61 \cdot M_{\text{н}} \cdot i_{\text{гтр}} \cdot \eta_{\text{гтр}}; \qquad (10.170)$$

– дотична сила тяги тепловоза при роботі на першому гідротрансформаторі

$$F_{д}^{1гтр} = \frac{M_{н} \cdot i_{гтр} \cdot \eta_{гтр} \cdot i_{3мех} \cdot \eta_{ц}^{2} \cdot \eta_{к}^{2} \cdot \eta_{сп}}{\frac{D_{к}}{2}} =$$

$$= \frac{M_{н} \cdot i_{гтр} \cdot \eta_{гтр} \cdot 10,9 \cdot 0,99^{3} \cdot 0,97^{2} \cdot 0,98}{0,525} = 18,552 M_{н} \cdot i_{гтр} \cdot \eta_{гтр}; \quad (10.171)$$

– швидкість руху тепловоза при роботі на гідромуфті

$$V_{гм} = \frac{0,1884 \cdot D_{к} \cdot n_{д} \cdot \eta_{гм}}{i_{п} \cdot i_{1мех}}; \quad (10.172)$$

– швидкість руху тепловоза при роботі на другому гідротрансформаторі

$$V_{2гтр} = \frac{0,1884 \cdot D_{к} \cdot n_{д}}{i_{гтр} \cdot i_{2мех}}; \quad (10.173)$$

– швидкість руху тепловоза при роботі на першому гідротрансформаторі

$$V_{1гтр} = \frac{0,1884 \cdot D_{к} \cdot n_{д}}{i_{гтр} \cdot i_{3мех}}; \quad (10.174)$$

– к.к.д. тепловоза при роботі на гідромуфті

$$\eta_{т} = \eta_{д} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{ц}^{3} \cdot \eta_{к}^{2} \cdot \eta_{сп}; \quad (10.175)$$

– к.к.д. тепловоза при роботі тепловоза на другому й першому гідротрансформаторах

$$\eta_{т} = \eta_{д} \cdot \eta_{гтр} \cdot \eta_{ц}^{3} \cdot \eta_{к}^{2} \cdot \eta_{сп}. \quad (10.176)$$

На основі розрахунків за наведеними вище формулами дотичної сили тяги та к.к.д. тепловоза будується його тягова характеристика рис. 10.37.

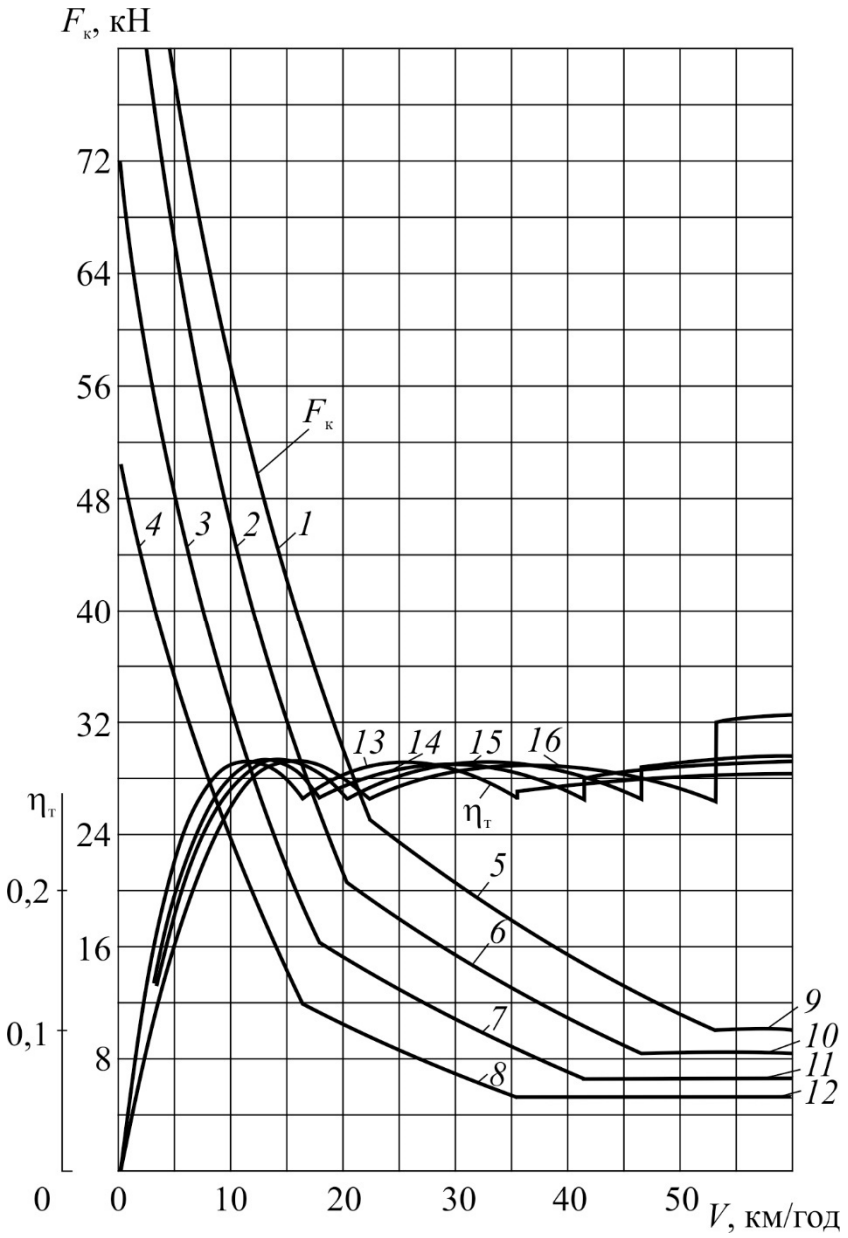


Рис. 10.37. Тягова характеристика тепловоза з дизелем 1Д12 потужністю $N_д$ = 300 кВт, двома гідротрансформаторами та гідромуфтою:

1…4 – дотична сила тяги тепловоза $F_д$ при роботі на першому гідротрансформаторі; *5…8* – те ж на другому гідротрансформаторі; *9…12* – те ж на гідромуфті; *13…16* – к.к.д. тепловоза $\eta_т$ при частоті обертання колінчастого вала дизеля $n_д$ відповідно 1600, 1440, 1280, 1120 хв$^{-1}$; *V* – швидкість тепловоза

Запитання до самоконтролю

1. Класифікація гідравлічних та гідромеханічних багатошвидкісних передач.

2. Основні частини багатошвидкісної гідравлічної передачі та їх призначення.

3. Особливості будови та роботи гідрореверсивної передачі.

4. Переваги та недоліки гідрореверсивних передач.

5. Переваги та недоліки одноциркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі.

6. Особливості будови та роботи однопотокової трициркуляційної багатошвидкісної гідравлічної передачі із проміжним турбінним валом І-го, ІІ-го та ІІІ-го типів.

7. Особливості будови та роботи багатопотокових гідропередач.

8. Переваги та недоліки багатопотокових гідропередач.

9. Будова та робота планетарного редуктора гідромеханічної передачі.

10. Особливості будови та роботи однопотокової гідромеханічної передачі Voith-DIWA.

11. Особливості будови та роботи двопотокових багатошвидкісних гідромеханічних передач.

12. Переваги та недоліки однопотокових та двопотокових гідромеханічних передач.

13. Вплив матеріалу робочих коліс на допустиму величину обводової швидкості.

14. Особливості визначення максимального діаметру робочих коліс в залежності від класу та типу.

15. Особливості розрахунку основних характеристик гідропередачі з коробкою передач і гідромуфтою.

16. Особливості розрахунку основних характеристик гідропередачі з гідротрансформатором і коробкою передач.

17. Особливості розрахунку основних характеристик гідропередачі з гідротрансформатором і двома гідромуфтами.

18. Особливості розрахунку основних характеристик гідропередачі з двома гідротрансформаторами та однією гідромуфтою.

ГЛАВА 11

Основні допоміжні системи та пристрої тепловозної гідропередачі та гідростатична передача для їх привода

11.1. Холодильники для охолодження робочої рідини гідропередачі та їх розрахунок

Енергія, що витрачається на подолання гідравлічних і механічних опорів у колі циркуляції гідроапарата (гідротрансформатора або гідромуфти), перетворюється на тепло. Частина тепла, яка виділяється, сприймається робочою рідиною та матеріалом гідроапарата, а решта тепла розсіюється в оточуючому середовищі. Нагрівання робочої рідини супроводжується підвищенням її температури, що до певної межі, залежної від фізико-хімічних властивостей рідини, є необхідним і корисним. З підвищенням температури зменшується в'язкість робочої рідини та втрати на тертя в міжлопаткових каналах робочих коліс гідроапаратів. Надмірне тепло, яке спричиняє перегрівання робочої рідини й деталей гідроапаратів, повинне бути відведене до оточуючого середовища.

Відведення тепла від робочої рідини здійснюється двома способами: безпосереднім охолодженням рідини у поверхневому холодильнику потоком повітря й віддачою надлишкового тепла у поверхневому теплообміннику воді, яка охолоджує дизель і віддає сприйняте тепло повітрю через водяний холодильник тепловоза.

Холодильник для безпосереднього охолодження робочої рідини гідропередачі повітрям виготовляється на уособлених колекторах з типових секцій масляного холодильника тепловоза та являється його складовою частиною.

Теплообмінник, що застосовується для відведення надлишкового тепла робочої рідини до водяної системи дизеля, являє собою

трубчастий теплообмінник циліндричної форми (рис. 11.1). Його труби закріплені в трубних решітках, приварених до циліндричного корпуса. При цьому решітки герметично закриваються кришками.

Теплообмінник працює таким чином. Вода з системи охолодження дизеля потрапляє до теплообмінника через вхідний патрубок *2*. Внутрішня перегородка кришки розділяє трубчасту решітку й пакет трубок, який до неї примикає, на дві частини. Вода, протікаючи всередині трубок, послідовно за два ходи омиває обидві частини пакета й виходить з теплообмінника через вихідний патрубок *3*. Охолоджувана робоча рідина гідропередачі входить до теплообмінника через патрубок *8*, де омиває трубки зовні й передає через них тепло воді. Охолоджена робоча рідина виходить з теплообмінника через патрубок *1*.

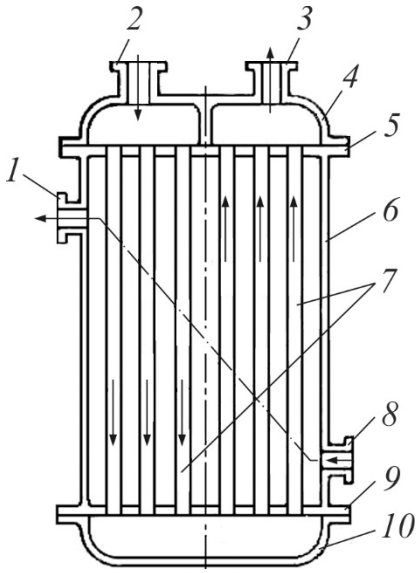


Рис. 11.1. Схема трубчастого теплообмінника:
1 і *8* – вихідний і вхідний патрубки для охолоджуваної робочої рідини; *2* й *3* – вхідний і вихідний патрубки для води; *4* й *10* – кришки теплообмінника; *5* і *9* – трубні решітки; *6* – корпус; *7* – труби

Схему включення теплообмінника до водяної системи дизеля зображено на рис. 11.2. Згідно з цією схемою гаряча вода з дизеля по трубі *2* потрапляє до водяного холодильника. Охолоджена вода по трубі *6* підводиться до теплообмінника, проходить через нього й по трубі *11* повертається до дизеля. Робоча рідина з гідропередачі по трубі *8* надходить до теплообмінника й в охолодженому стані по трубі *9* направляється до збірника *4*. Звідси рідина по трубі *5* подається знов до кола циркуляції гідропередачі.

Розрахунок теплообмінника виконується по загальному тепловиділенню в гідравлічній коробці передач на основі наступних вихідних даних, які встановлюються розрахунковими умовами:

– ефективна потужність дизеля тепловоза N_e, кВт;

– β – коефіцієнт, що враховує витрату потужності на допоміжні потреби, приймається в межах 0,90…0,94;

– к.к.д. підвищувального редуктора $\eta_{пр}$;

– к.к.д. гідротрансформатора на розрахунковому (тривалому) режимі роботи $\eta_{гтр}$;

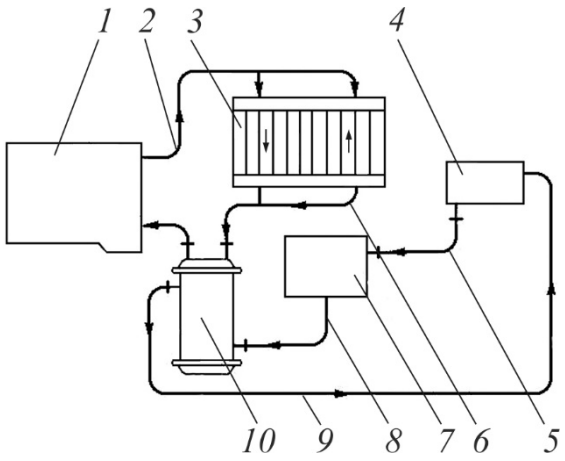


Рис. 11.2. Схема включення теплообмінника до водяної системи дизеля:
1 – дизель; *2*, *5*, *6*, *8*, *9* і *11* – труби;
3 – водяний холодильник; *4* – збірник;
7 – гідравлічна коробка передачі;
10 – теплообмінник

– середній механічний к.к.д. коробки передач $\eta_{\text{мех}}$;

– годинна витрата робочої рідини (масла) $G_{\text{м}}$, кг/год;

– годинна витрата води через теплообмінник $G_{\text{в}}$, кг/год;

– температура робочої рідини (масла) гідропередачі при вході до теплообмінника $t_{\text{м}}^{\text{вх}}$, °С;

– температура води при вході до теплообмінника $t_{\text{в}}^{\text{вх}}$, °С.

За цими вихідними даними розрахунок теплообмінника виконується в такій послідовності.

Кількість тепла Q, кДж/год, що необхідно відвести від робочої рідини гідропередачі

$$Q = 3\,600 \cdot N_{\text{e}} \cdot \beta\left(1 - \eta_{\text{пр}}\eta_{\text{гтр}}\eta_{\text{мех}}\right).$$

Температура робочої рідини гідропередачі при виході з теплообмінника

$$t_{\text{м}}^{\text{вих}} = t_{\text{м}}^{\text{вх}} - \frac{Q}{G_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}}}, \qquad (11.1)$$

де $c_{\text{м}}$ – питома теплоємність робочої рідини; приймається за її фізико-хімічною характеристикою.

Температура води на виході з теплообмінника

$$t_{\text{в}}^{\text{вих}} = t_{\text{в}}^{\text{вх}} + \frac{Q}{G_{\text{в}}}. \qquad (11.2)$$

Швидкість течії води в трубках теплообмінника становить приблизно 1…2 м/с, а робочої рідини гідропередачі між трубками – 1…1,5 м/с. При зазначених швидкостях коефіцієнт теплопередачі від робочої рідини до води змінюється в межах K = 3 350…4 600 кДж/(год·м^2·°С).

Середня логарифмічна різниця температур робочої рідини гідропередачі й води теплообмінника Δt, °С,

$$\Delta t = \frac{\left(t_{\text{м}}^{\text{вх}} - t_{\text{в}}^{\text{вих}}\right) - \left(t_{\text{м}}^{\text{вих}} - t_{\text{в}}^{\text{ср}}\right)}{2{,}3 \cdot \lg\left(\dfrac{t_{\text{м}}^{\text{вх}} - t_{\text{в}}^{\text{вих}}}{t_{\text{м}}^{\text{вих}} - t_{\text{в}}^{\text{ср}}}\right)}, \tag{11.3}$$

$$t_{\text{в}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{в}}^{\text{вх}} + t_{\text{в}}^{\text{вх}}}{2}. \tag{11.4}$$

Поверхня охолодження теплообмінника, м^2,

$$H_{\text{то}} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \tag{11.5}$$

З урахуванням можливого забруднення поверхня охолодження теплообмінника може бути прийнятою в розмірі $H_{\text{т}} \approx 1{,}2 H_{\text{то}}$.

Кількість охолоджувальних трубок теплообмінника n, шт., при кількості ходів охолоджувальної води $z_{\text{в}}$ (приймається за умови отримання швидкості води в трубках $w_{\text{в}}$ =1…1,2 м/с) буде

$$n = \frac{10^{-3} G_{\text{в}} \cdot z_{в}}{3600 \dfrac{\pi}{4} \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot w_{\text{в}}}. \tag{11.6}$$

Довжина трубок між трубними решітками l, м,

$$l = \frac{H_{\text{т}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot n}, \tag{11.7}$$

де $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{н}}$ – внутрішній і зовнішній діаметри трубок відповідно, м.

11.2. Будова й принцип дії гідростатичної передачі

На тепловозах з гідропередачею з-за відсутності більш-менш потужних електричних генераторів і двигунів привод допоміжних

агрегатів здійснюється спеціальними гідростатичними (об'ємними) передачами. Така передача являє собою механізм, призначений для передачі руху (потужності) за допомогою рідинних ланок, пересувні об'єми яких забезпечують заданий рух. Зусилля (обертальні моменти), які розвиваються в гідростатичній передачі, визначаються тиском робочої рідини й практично не залежать від швидкості її течії.

За принципом дії гідростатична передача більш схожа на електричну. Дизель обертає гідрогенератор, який звичайно являє собою багатоплунжерний насос, який по трубопроводах подає робочу рідину до гідромоторів, зв'язаних з рушійними колесами тепловоза. Від гідромоторів робоча рідина повертається до гідрогенератора. Якщо від тепловоза потрібна підвищена сила тяги, гідрогенератор розвиває більший тиск при зменшеній витраті (кількості за одиницю часу) робочої рідини, яка подається до гідромоторів. І навпаки, коли потрібна менша сила тяги, витрата робочої рідини, яка подається гідрогенератором, збільшується й гідромотори обертаються швидше, завдяки чому швидкість руху тепловоза зростає. Взаємна зміна тиску й витрати робочої рідини в гідрогенераторі відбувається таким чином, що добуток цих величин залишається незмінним. Тому потужність гідрогенератора, а отже, й навантаження на дизель будуть зберігатися постійними.

У гідростатичній (об'ємній) передачі потужність передається за рахунок великого тиску при невеликих витратах рідини. Швидкості перетікання рідини по каналах і трубопроводах у такій передачі невеликі. Втрати на тертя робочої рідини по стінках каналів і трубопроводів, які в значній мірі залежать від швидкості її руху, є малими, завдяки чому коефіцієнт корисної дії гідростатичних передач повинен бути високим.

Гідростатичні передачі з'явилися на залізничному транспорті раніше гідродинамічних, але розповсюдження на тепловозах значної потужності не отримали. При їх створенні виникли труднощі в забезпеченні надійної щільності в з'єднаннях при високій потужності, яка вимагала значних тисків робочої рідини (до 20 МПа). Тому з такою передачею було створено усього кілька маневрово-промислових тепловозі потужністю до 220 кВт.

До переваг гідростатичної передачі відносяться:

– безступінчасте регулювання швидкостей обертання робочих елементів;

– можливість отримання великих зусиль;

– автоматичне запобігання від перевантажень;

– компактність;

– мала маса й зручність компоновки при дистанційному розміщенні ведучих і ведених ланок; які з'єднуються трубопроводами;

– відсутність шуму й вібрацій.

Конструкції гідростатичних передач відрізняються великою різноманітністю будови й призначення. Однак їх обов'язковими складовими частинами являються насос (гідронасос) об'ємного типу, який перетворює механічну енергію ведучої ланки на потенціальну й кінетичну енергію робочої рідини, та гідравлічний двигун (гідромотор), у якому енергія робочої рідини знов перетворюється на механічну енергію веденої ланки.

В якості робочої рідини в гідростатичних передачах застосовуються мінеральні масла високої степені очищення з низкою температурою застигання. Самозмащування робочих частин гідронасоса й гідромотора, які труться, забезпечує їх надійну й тривалу роботу.

На тепловозах гідростатична передача застосовується головним чином для привода вентиляторів холодильника. Наприклад, принципову схему такого привода зображено на рис. 11.3.

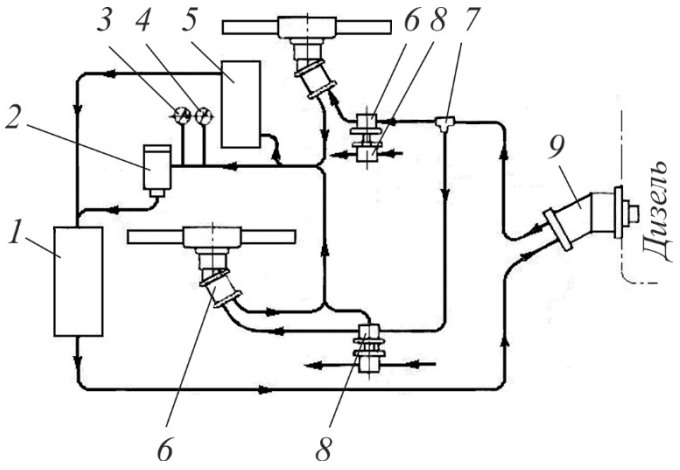


Рис. 11.3. Схема гідростатичного привода вентилятора холодильника тепловоза:

1 – масляний бак; *2* –сітчастий фільтр; *3* – дистанційний термометр; *4* – манометр; *5* – холодильник; *6* – гідромотор; *7* – трійник; *8* – терморегулятор; *9* – гідронасос

Згідно з цією схемою гідронасос передачі приводиться до обертання колінчастим валом дизеля з частотою 750 хв$^{-1}$. Насос забирає масло з бака й нагнітає його під тиском 7,5…10 МПа через трійник і терморегулятори до гідромоторів вентиляторів. У гідромоторах енергія масла перетворюється на механічну енергію обертання веденої ланки (вентилятора). Здійснивши роботу в гідромоторах, частина масла проходить через холодильник і зливається до масляного бака. Решта масла проходить через сітчастий фільтр, після чого також зливається в бак. Бак містить два сполучених між собою відсіки. В одному з них масло звільняється від піни й повітря, а з іншого поступає до насоса. При виході з гідронасоса масло повинне мати температуру не вище 90 °С і тиск перед фільтром не

більш, ніж 0,049 МПа. Для контролю температури й тиску масла в схемі передбачені дистанційний термометр і манометр. Технічні характеристики гідронасоса й гідромотора наведені в таблиці 11.1.

Таблиця 11.1

Найменування показника	Гідронасос М50	Гідромотор М20
Максимальна швидкість обертання, $хв^{-1}$	980	1 440
Найвищий теоретичний тиск нагнітання, МПа	14,7	14,7
Маса з робочою рідиною, кг	187	72
Найвища швидкість робочої рідини в трубопроводах, м/с	4,42	3,63

11.3. Конструкція гідронасоса й гідромотора

Гідронасос і гідромотор являють собою конструктивно подібні аксіально-поршневі машини. Будову гідронасоса М50 зображено на рис. 11.4. Корпус насоса з'єднаний болтами з фланцем, вісь якого нахилена до осі корпуса під кутом 30°. У корпусі насоса встановлений на двох радіально-упорних кулькових підшипниках *14* і на сферичному дворядному роликовому підшипнику *15* ведучий вал насоса, виконаний із сталі марки 40Х. У фланці насоса на кульковому підшипнику *9* і осі *10* встановлений блок циліндрів, виконаний із сталі марки 20Х, у дев'яти розточуваннях якого, розташованих на рівних відстанях по колу розміщені бронзові поршні *11* з шатунами. Шатуни, сферичні головки яких обтиснуті вкладишами, великими головками з'єднані з валом насоса, а останній з'єднаний з блоком циліндрів карданним валом. Блок циліндрів притискається до торця бронзового розподільника *8* пружиною, встановленою на осі блока. Розподільник має два півкільцеві канали з'єднані зі всмоктувальною та нагнітальною трубами через отвори, передбачені в кришці.

Обертання вала передається блоку циліндрів за допомогою карданів. Поршні, обертаючись з блоком, отримують зворотно-поступальний рух і перекачують робочу рідину до гідромотора. Для забезпечення надійного змащування шарнірів кардана та підшипників корпус

насоса заповнюється маслом через отвір з пробкою *3* до рівня верхньої кромки блока циліндрів. Для попередження від надмірного підвищення тиску насос має запобіжний пристрій, відрегульований на найвищий тиск 14,7 МПа. Для відведення витікання масла до дренажного трубопроводу передбачений штуцер *6*.

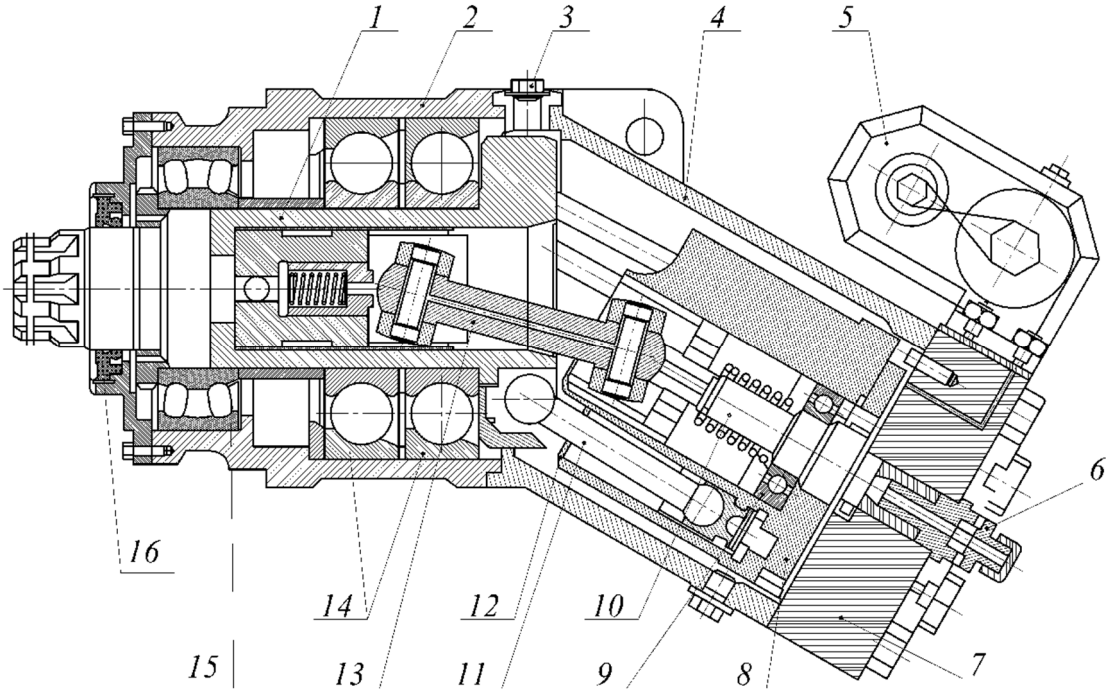


Рис. 11.4. Гідронасос М50:

1 – ведучий вал; *2* – корпус насоса; *3* – пробка; *4* – фланець; *5* – запобіжна коробка; *6* – штуцер; *7* – кришка; *8* – розподільник; *9* – підшипник осі блока; *10* – вісь блока; *11* – поршні з шатунами; *12* – блок циліндрів; *13* – карданний вал; *14* і *15* – підшипники вала; *16* – ущільнення

Гідромотор М20 має аналогічну з гідронасосом конструкцію та працює таким чином. Через один з півкільцевих каналів розподільника масло підводиться до відповідних поршнів блока циліндрів. Сили тиску масла на поршні передаються шатунами на вал *1* і, створюючи обертальний момент відносно його осі, приводять вал до обертання. За один оберт вала кожен поршень здійснює хід вперед і назад.

Головною умовою надійної роботи гідростатичної передачі є висока степінь чистоти робочої рідини. Наявність у робочій рідині навіть незначної кількості механічних домішок призводить до швидкого зносу частин гідронасоса й гідромотора, які труться, а також клапанів та ін. Тому при виготовленні передачі особливої уваги приділяється

самому ретельному очищенню вузлів і трубопроводів від бруду, окалини та ржавчини, а масло застосовується тільки високої степені очищення при суворому дотриманні встановлених строків огляду й промивки фільтрів системи.

11.4. Розрахунок основних розмірів гідронасоса та гідромотора

Потужність **гідронасоса** $N_{\text{н}}$, кВт, визначається за формулою:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{тн}} \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_{\text{н}}}, \qquad (11.8)$$

де $Q_{\text{тн}}$ – теоретична витрата робочої рідини, м^3/с;

Δp – підвищення тиску робочої рідини в насосі, Н/м^2;

$\eta_{\text{н}}$ – загальний к.к.д. насоса; приймається в межах 0,89…0,92.

На підставі прийнятих величин Δp і $\eta_{\text{н}}$ визначається теоретична витрата робочої рідини $Q_{\text{тн}}$, м^3/с,

$$Q_{\text{тн}} = \frac{1000 \cdot \eta_{\text{н}} \cdot N_{\text{н}}}{\Delta p}. \qquad (11.9)$$

Дійсна витрата робочої рідини $Q_{\text{н}}$, м^3/с, буде меншою за теоретичну на величину, яка враховується об'ємним к.к.д. насоса $\eta_{\text{он}}$ = 0,96… 0,97, тобто

$$Q_{\text{н}} = \eta_{\text{он}} Q_{\text{тн}}. \qquad (11.10)$$

З іншого боку

$$Q_{\text{тн}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4 \cdot 60} s_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} \cdot z_{\text{н}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{240} D_{\text{о}} \cdot \sin\gamma \cdot n_{\text{н}} \cdot z_{\text{н}}, \qquad (11.11)$$

де $d_{\text{н}}$ – діаметр поршня насоса, м;

$s_н = D_o \sin\gamma$ – хід поршня насоса, м;

$n_н$ – частота обертання вала насоса, хв$^{-1}$;

$z_н$ – кількість поршнів насоса (для рівномірності подачі обирається непарним;

D_o – діаметр кола розташування центрів розточок для поршнів у блоці циліндрів;

γ – кут нахилу осі блока циліндрів до осі ведучого вала насоса; рекомендується приймати $\gamma \le 25°$.

На підставі прийнятих розмірів $d_н$, γ і $z_н$ визначається діаметр D_o, м, за формулою:

$$D_o = \frac{240 \cdot Q_{тн}}{\pi \cdot d_н^2 \cdot \sin\gamma \cdot n_н \cdot z_н}. \qquad (11.12)$$

Розрахунок гідромотора. За заданою потужністю гідромотора $N_{гм}$ й перепадом тиску в ньому Δp визначається теоретична витрата робочої рідини $Q_{тгм}$, м^3/с, за формулою:

$$Q_{тгм} = \frac{1000 N_{гм}}{\Delta p \cdot \eta_{гм}}, \qquad (11.13)$$

де $\eta_{гм} = \eta_н = 0{,}89\ldots0{,}92$.

Дійсна витрата робочої рідини в гідромоторі $Q_{гм}$, м^3/с, визначається за формулою:

$$Q_{гм} = \frac{Q_{тгм}}{\eta_{огм}}, \qquad (11.14)$$

де $\eta_{огм}$ – об'ємний к.к.д. гідромотора; приймається в межах 0,96…0,97.

Подібно до гідронасоса теоретична витрата робочої рідини гідромотором $Q_{тгм}$, м^3/с, визначається через його розміри за формулою:

$$Q_{тгм} = \frac{\pi \cdot d_{гм}^2 \cdot D_{огм} \cdot \sin\beta \cdot \eta_{гм} \cdot z_{гм}}{240}, \qquad (11.15)$$

де β – кут нахилу осі блока циліндрів до осі вала веденої ланки.

На підставі прийнятих величин $d_{\text{гм}}$, $n_{\text{гм}}$ і $z_{\text{гм}}$ визначається середній діаметр кола розташування центрів поршнів $D_{\text{огм}}$, м.

Передаточне число передачі $i = n_{\text{н}} / n_{\text{гм}}$ визначається з рівності $Q_{\text{н}} = Q_{\text{гм}}$ або

$$\frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{о}} \cdot \sin\gamma \cdot n_{\text{н}} \cdot z_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{он}}}{240} = \frac{\pi \cdot d_{\text{гм}}^2 \cdot D_{\text{огм}} \cdot \sin\beta \cdot n_{\text{гм}} \cdot z_{\text{гм}}}{240\eta_{\text{огм}}}, \quad (11.16)$$

звідки

$$i = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{гм}}} = \frac{d_{\text{гм}}^2 \cdot D_{\text{огм}} \cdot z_{\text{гм}} \cdot \sin\beta}{d_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{о}} \cdot z_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{огм}} \cdot \sin\gamma}, \quad (11.17)$$

або

$$i = C \cdot \frac{\sin\beta}{\sin\gamma}, \quad (11.18)$$

де C – постійна, яка залежить від конструктивних даних передачі.

$$C = \frac{d_{\text{гм}}^2 \cdot D_{\text{огм}} \cdot z_{\text{гм}}}{d_{\text{н}}^2 \cdot D_{\text{о}} \cdot z_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_{\text{огм}}}. \quad (11.19)$$

Результати наведених вище розрахунків використовуються в розрахунках тепловозних гідропередач і тягових характеристик тепловозів.

Запитання до самоконтролю

1. Будова та принцип дії трубчастого теплообмінника.

2. Порядок розрахунку теплообмінника.

3. Особливості роботи гідростатичної передачі.

4. Будова гідронасоса й гідромотора.

5. Порядок визначення основних параметрів гідронасоса гідростатичної передачі.

6. Порядок визначення основних параметрів гідромотора гідростатичної передачі.

ГЛАВА 12

Тяговий привод тепловозів з гідравлічними передачами, його різновиди, компонування й конструктивні елементи та їх розрахунки на міцність і довговічність

12.1. Розміщення вузлів тягового привода на тепловозі

Раніше (глава 1, п.1.1) зазначалося, що під тяговим приводом (трансмісією) розуміється загальна система передачі руху від дизеля до рушійних колісних пар тепловоза.

На потужних тепловозах візкового типу тяговий привод реалізується у вигляді карданного механізму. Досвід експлуатації силових передач з карданними валами свідчить, що при належному конструктивному виконанні вони можуть задовольняти вимогам економічності, надійності роботи й тривалості строку служби.

На малопотужних тепловозах, головним чином маневрових з жорсткою рамою, привод рушійних колісних пар здійснюється за допомогою дишлового механізму від відбійного (тягового вала).

На деяких закордонних тепловозах карданний механізм застосовується для передачі обертального моменту на внутрішні осі візків, а осі кожного візка з’єднуються між собою дишлами-спарниками.

Правильна компоновка окремих вузлів гідропередачі на тепловозі чинить рішучий вплив на динаміку передачі, напруження в її деталях і довговічність служби вузлів. Особливо важливе значення має правильне рішення компоновки для кінематики й динаміки карданних валів передачі.

Карданні вали працюють в оптимальних умовах у тому випадку, коли кути нахилу їх осей до осей зчленених з ними валів дорівнюють один одному. В умовах експлуатації в силових передачах тепловозів кути нахилу карданних валів безперервно змінюються внаслідок

зміщень візків відносно головної рами. Частіше за все такі явища спостерігаються при проходженні тепловозом кривої ділянки колії, коли осьова лінія візка перетинає вісь головної рами під деяким кутом. При цьому перекоси карданних валів відбуваються як у горизонтальних, так і у вертикальних площинах.

Як приклади, на рис. 12.1…12.4 зображені різні варіанти компоновки гідропередач, їх окремих вузлів та властиві їм перекоси карданних валів.

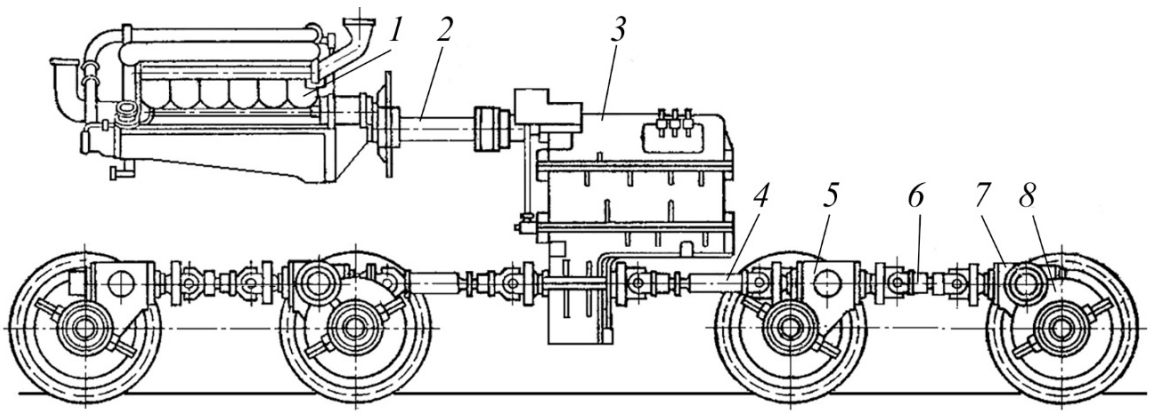


Рис. 12.1. Трансмісія тепловоза з гідропередачею:
1 –дизель; *2* – пружно-компенсаційна муфта; *3* – гідравлічна коробка передач; *4* – середній карданний вал; *5* – середній осьовий редуктор; *6* – візковий карданний вал; *7* – крайній осьовий редуктор; *8* – колісна пара

На рис. 12.5 показані можливі кінематичні схеми карданних передач тепловозів з двовісними візками та однією силовою установкою. У передачах цих видів установлена між гідравлічною коробкою передач і осьовими редукторами проміжна механічна роздавальна коробка, що призначена для розподілу потужності між окремими рушійними колісними парами. Іноді ця коробка використовується також для реверсивного механізму та для зміни режимів. Компоновка карданної передачі за схемою *а* застосована на тепловозі ТГП50 та на німецькому тепловозі V200, а за схемою *б* – на тепловозах ТГМ2 й ТГМ3.

Найкраще вписування тепловоза в криві ділянки колії малого радіуса забезпечує компоновка карданної передачі за схемою *в*, оскільки шворінь кожного візка знаходиться посередині карданного вала, який передає обертання на зовнішню вісь.

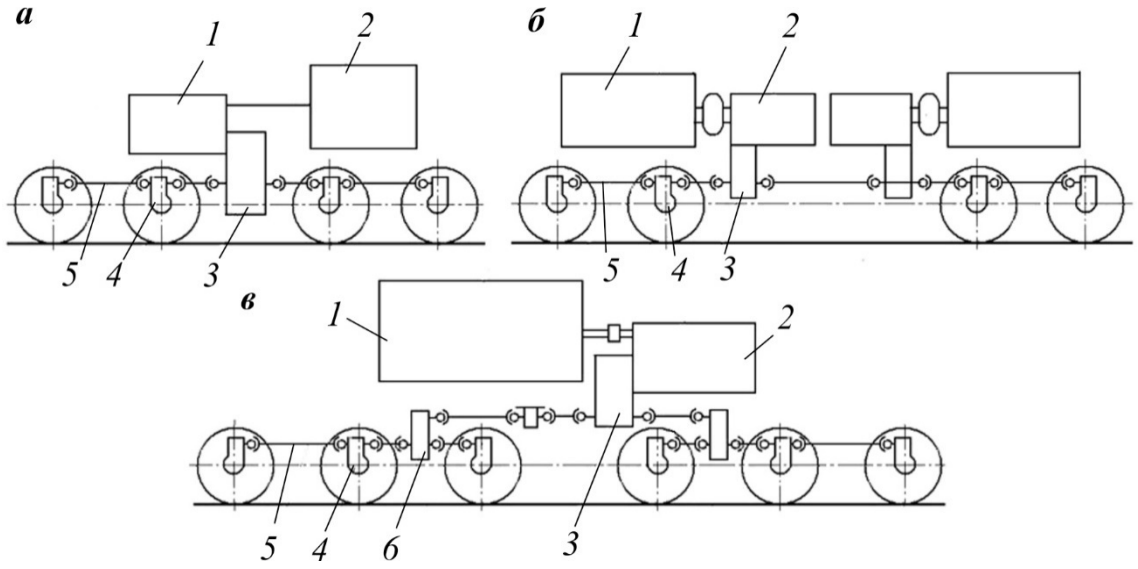


Рис. 12.2. Кінематичні схеми гідропередачі з єдиною системою карданних валів без їх перекосу:

а – з одним дизелем; *б* – з двома дизелями; *в* – з проміжними редукторами; *1* – дизель; *2* – гідравлічна коробка передач; *3* – реверс-редуктор; *4* – осьовий редуктор; *5* – карданний вал; *6* – проміжний редуктор

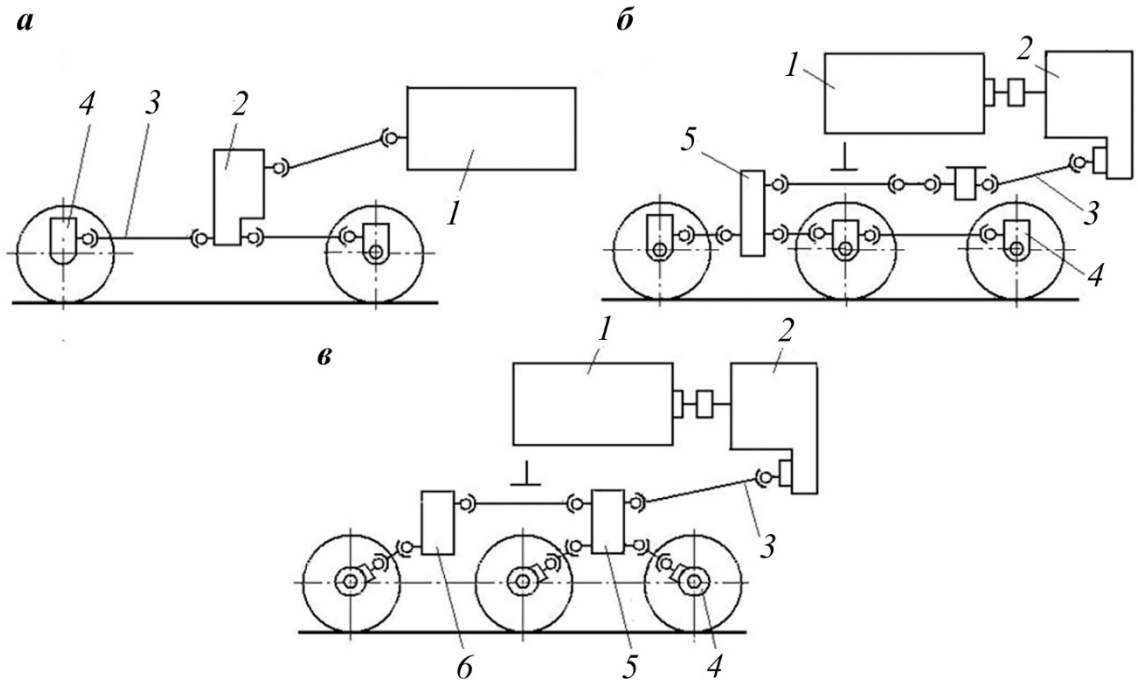


Рис. 12.3. Різновиди схем привода колісних пар візка тепловоза з перекосом карданних валів:

а – тепловоз з одним дизелем і двовісними візками; *б*, *в* – тепловози з двома дизелями й тривісними візками; *1* – дизель; *2* – гідравлічна коробка передач; *3* – карданний вал; *4* – осьовий редуктор; *5* – роздавальний редуктор; *6* – проміжний редуктор

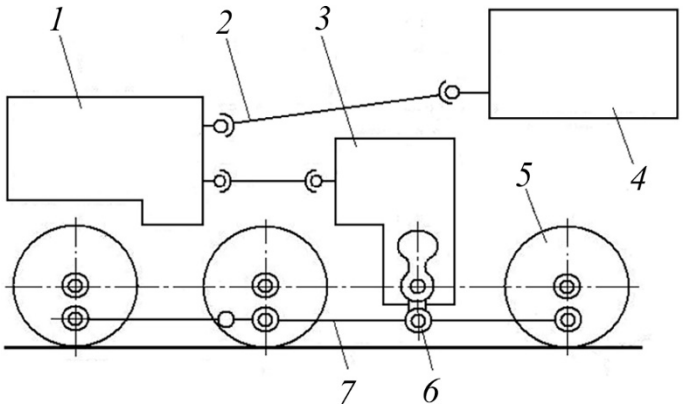


Рис. 12.4. Схема спарникового привода з відбійним валом:
1 – гідравлічна коробка передач; *2* – карданний вал; *3* – реверс-режимний механізм; *4* – дизель; *5* – рушійна колісна пара; *6* – відбійний вал; *7* – спарник

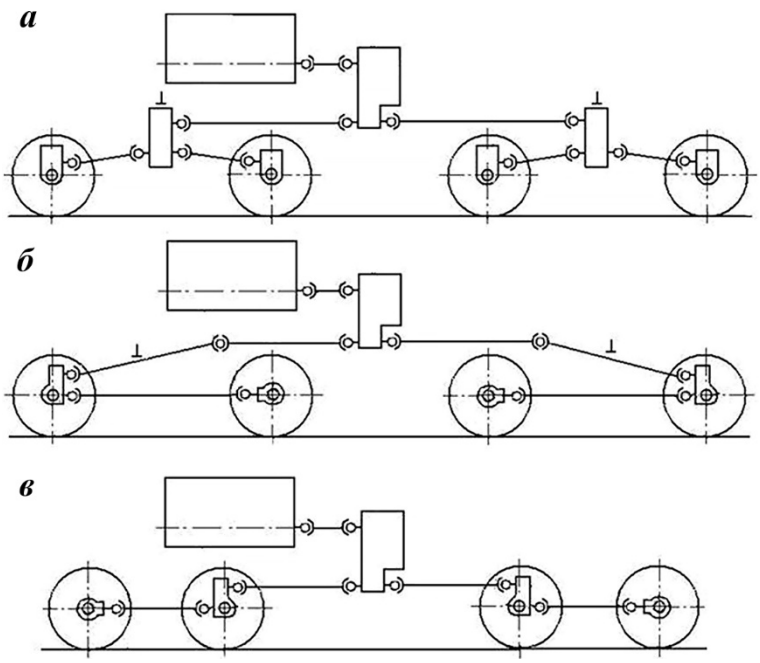


Рис. 12.5. Кінематичні схеми карданних передач тепловозів з двовісними візками та однією силовою установкою:
а – між гідравлічною коробкою передачі й осьовими редукторами встановлена проміжна механічна роздавальна коробка; *б* – гідропередача приводить до обертання внутрішні колісні пари візків; *в* – гідропередача приводить до обертання зовнішні колісні пари візків

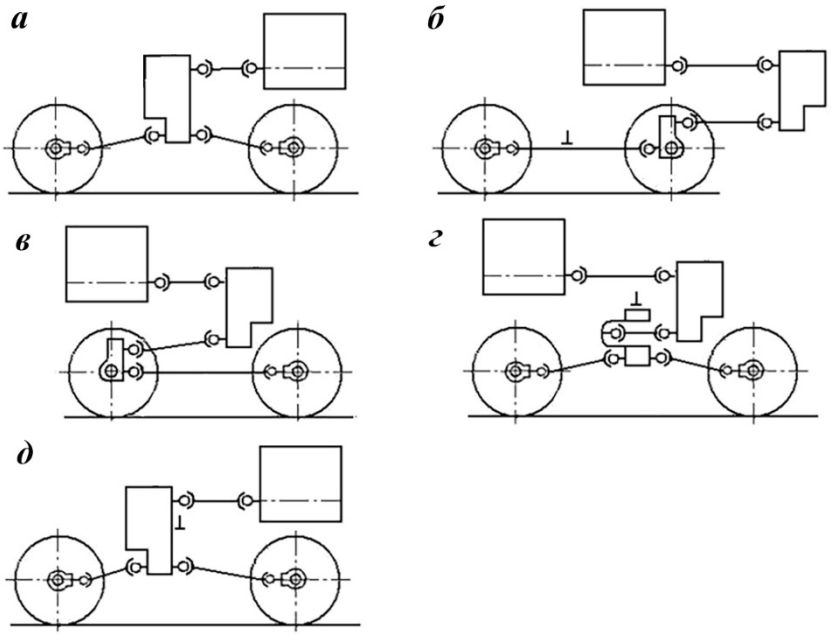


Рис. 12.6. Кінематичні схеми карданних передач тепловозів з двовісними візками й двома силовими установками:
а – коробка передачі встановлена на головній рамі тепловоза над серединою рами візка; *б* – гідропередача приводить до обертання внутрішню колісну пару; *в* – гідропередача приводить до обертання зовнішню колісну пару; *г* – спеціальна конструкція привода з порожнистими валами фірми Дейтца; *д* – коробка передач установлена на рамі візка, а дизель – на рамі тепловоза

На рис. 12.6 показані кінематичні схеми карданних передач тепловозів з двовісними візками й двома силовими установкам. Компоновка карданної передачі за схемою *а* вимагає застосування візка без шворня, а компоновка за схемою *д* забезпечує умови роботи карданних валів з найменшими кутовими відхиленнями.

На рис. 12.7 зображені кінематичні схеми карданних передач для тепловозів з тривісними візками й двома силовими установками. Компоновка карданної передачі за схемою *а* застосована на німецькому тепловозі V200. У цій карданній передачі при русі тепловоза в кривих ділянках колії девіація (відхилення) при коливаннях не збільшується, оскільки вали розташовані симетрично відносно шкворнів.

Добрі кінематичні умови для карданної передачі досягаються при її компоновці за схемою *а* із застосуванням візка спеціальної конструкції зі шворнем між середньою та внутрішньою колісними парами й додатковими опорами між ними.

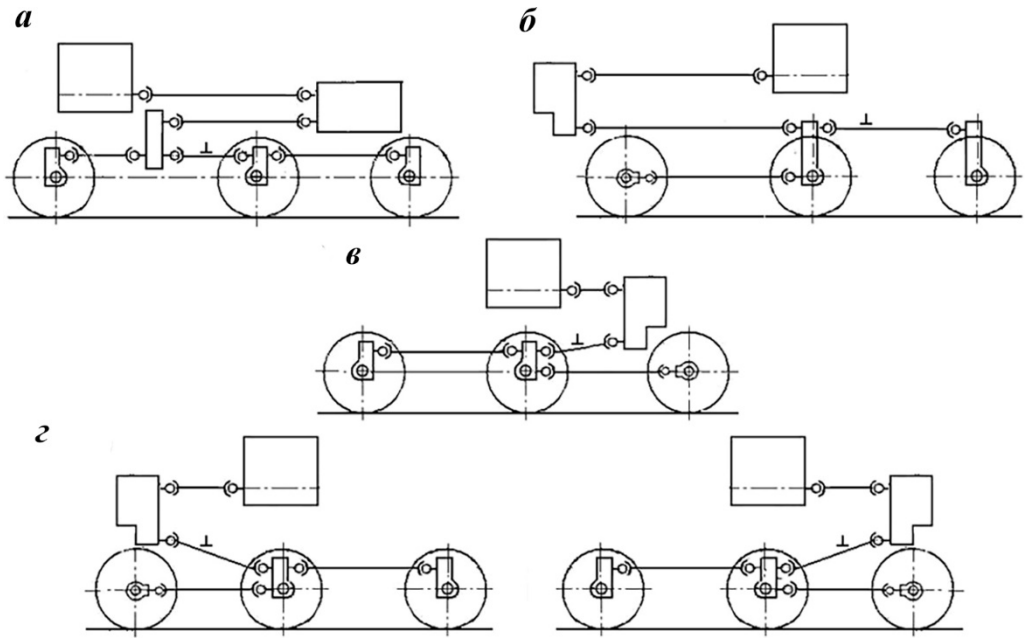


Рис. 12.7. Кінематичні схеми карданних передач тепловозів з тривісними візками й двома силовими установками:
а – гідропередача приводить до обертання три колісні пари візка через проміжний редуктор, установлений на рамі візка; *б* – гідропередача приводить до обертання середню колісну пару візка; *в* – компоновка подібна до схеми *б*, але візок має спеціальну конструкцію; *г* – компоновка подібна до схеми, але передбачена для тепловоза з трьома двовісними візками

Для тепловозів з трьома двовісними візками і невеликим навантаженням від колісних пар на рейки, призначеними для роботи на лініях з кривими ділянками колії дуже малих радіусів, найбільш доцільно застосовувати компоновку карданної передачі за схемою *г* з приведенням колісних пар внутрішнього візка до обертання від колісних пар зовнішнього візка. Така схема забезпечує гарні умови роботи карданних валів.

Нижче розглядаються умови роботи карданних валів за схемою, зображеною на рис. 12.8, де коробка гідропередачі *1* і проміжна передача *2* жорстко встановлені на головній рамі тепловоза. Осьовий редуктор *3*, встановлений на візку, та проміжна передача пов’язані між собою за так званою схемою *М*. З правої частини схеми *а* видно, що продовження осей з’єднуваних валів утворюють з карданним валом рівнобедрений трикутник. У початковий момент перекосу валів не має, але при вертикальних відносних переміщеннях рам візків і тепловоза внаслідок прогину пружного підвішування (ресор) величини кутів змінюються.

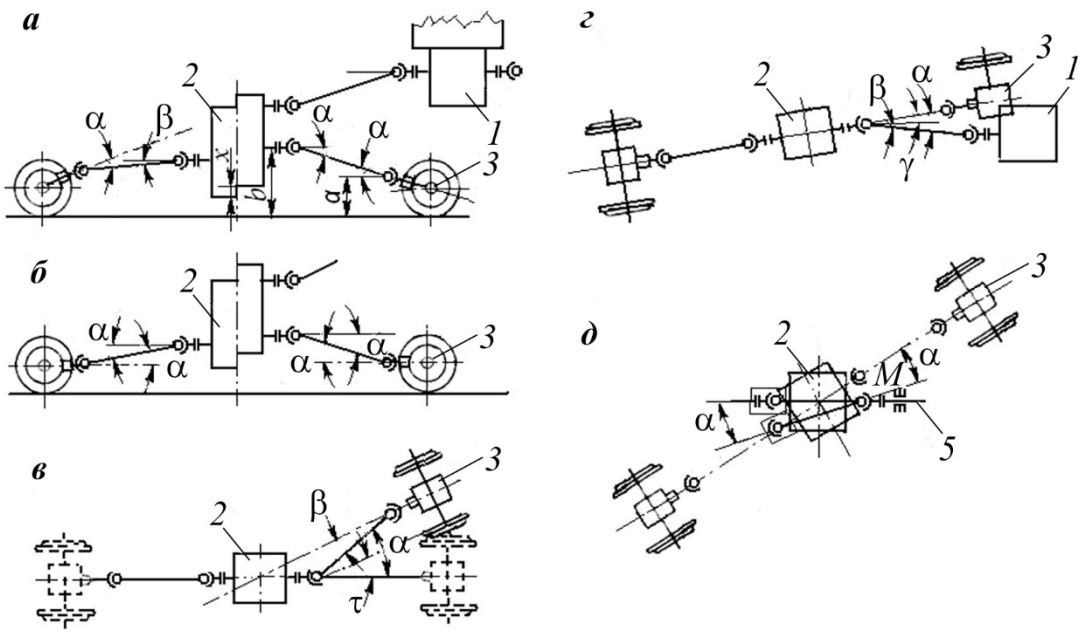


Рис. 12.8. Схеми розташування карданних валів (див. рис. 12.5, а):
а, *б*, *в*, *г*, *д* – різні положення карданних валів при русі тепловоза;
1 – коробка гідропередачі; *2* – проміжна передача; *3* – осьовий редуктор; *4* – карданний вал; *5* – привод з порожнистим валом

На цьому ж рисунку зліва, де зображена осадка редуктора на величину *x*, кути нахилу кардана не є рівними: кут α збільшився, а кут β відповідно зменшився. За таких умов неминуче виникають крутильні коливання карданного вала. Зміни розміру *b* виникають від пружного прогину й залишкових деформацій пружного підвішування (ресор), наявності допусків у пружному підвішуванні та інших причин. Перевірка розміру *b* у процесі експлуатації тепловоза є надто необхідною. Для вирівнювання кутів при *M*-подібному розташуванні карданів осьовий редуктор повинен бути підвішений таким чином, щоб міг повертатися на осі.

Величину перекосів карданних валів можна зменшити, якщо розташувати їх не за схемою *M*, а за схемою *Z* (див. рис. 12.8, *б*). На цій схемі вісі обох з’єднуваних валів є паралельними. У цьому випадку при прогинах пружного підвішування (ресор), неточній установці пружного підвішування або при змінах положення рами за висотою з-за зменшення маси палива й піску у відповідних ємностях тепловоза кути α збільшуються або зменшуються рівномірно, тобто жодних перекосів валів у вертикальній площині не виникає.

Під час руху тепловоза кривими ділянками колії перекоси валів у горизонтальній площині виникають у тому випадку, коли роздавальний редуктор розташований на головній рамі тепловоза (на рис. 12.8, *в*), справа). У даному випадку кут α перевищує кут β на кут перекосу γ. Зазначений перекіс можна усунути, якщо проміжну передачу розмістити на рамі візка.

Таким чином, усунення перекосів валів між роздавальним і осьовим редукторами можливе при *Z*-подібній схемі розташування карданних валів і розміщення роздавального редуктора на рамі візка. Однак жорстке з'єднання роздавального редуктора з рамою візка приводить до перекосу карданного вала, який з'єднує коробку гідропередачі з роздавальним редуктором (на рис. 12.8, *г*, справа), а кут перекосу стає рівним куту γ. Для ліквідації зазначених перекосів фірмою Дейтца розроблений привод з порожнистим валом, схематично зображений на рис. 12.9, а схема відповідного розташування валів – на рис. 12.8, *д*. Оскільки центри шарнірів вала, що проходить через порожнистий вал, однаково віддалені від центра візка, то при поворотах останнього у кривій ділянці колії утворюється схема *М* з рівними кутами α. Залежно від величини кута повороту візка обидва кути α рівномірно збільшуються або зменшуються.

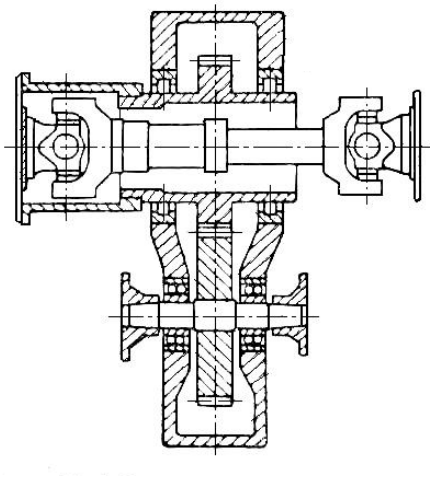


Рис. 12.9. Спеціальна конструкція привода з порожнистим валом фірми Deutz (Дейтц)

Для схеми карданної передачі рис. 12.8, *б* різниця кутів відхилення карданів при вписуванні тепловоза в криву ділянку колії дорівнює куту β відхилення візка. Залежність відхилення візка від відстані між шкворнями візків для кривих ділянок колії різних радіусів зображена на рис. 12.10.

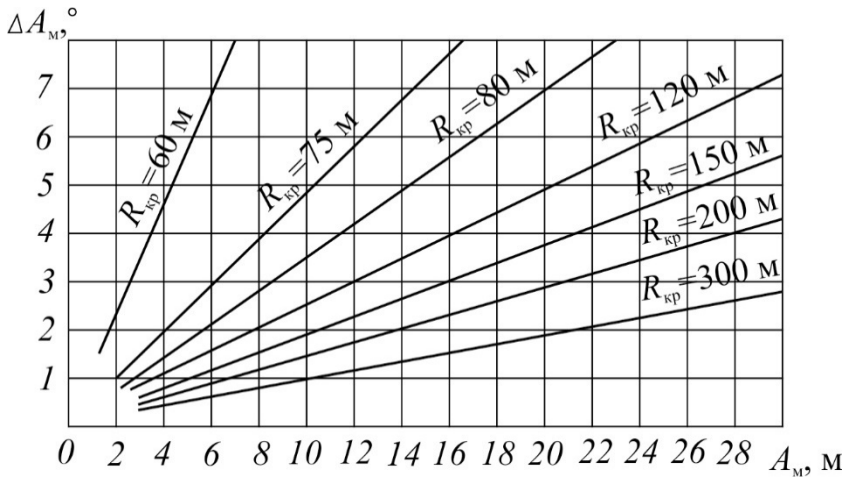


Рис. 12.10. Залежність відхилення візка $\Delta A_м$, °, від відстані між шкворнями $A_м$, м для кривих ділянок колії різних радіусів $R_{кр}$, м

12.2. Вузли для передачі обертального моменту до колісних пар тепловоза

Карданні вали служать для передачі крутного моменту від роздавального вала гідропередачі до осьовим редукторів. Карданний вал (рис. 12.11) включає в себе два шарніра, кожен з яких складається з фланця *1*, вилки шліцьовій *13*, вилки ковзної *4*, хрестовини *3*, голчастих підшипників *2*. Мастило в робочий простір підшипників запресовують через одну з двох масельничок, розташованих на хрестовині. Запобігає витіканню мастила з підшипників кільце ущільнювача *14*.

Вилки шліцьова та ковзна з'єднані між собою за допомогою евольвентних шліців з центруванням по зовнішньому діаметру. Гайка *10* з кільцем ущільнювача *11* запобігає витіканню мастила з порожнини шліців. Мастило у шліцьове з'єднання запресовують через одну з двох діаметрально розташованих масельничок *7*. Всі масельнички хрестовин і вилки шліцьової розташовані в одній площині так, що кожна точка змащування має дві масельнички, розташовані на діаметрально протилежних сторонах карданного вала.

Вилки та фланці в зборі балансують статично. Карданний вал в зборі піддають динамічному балансуванню за рахунок установки двох пар балансувальних вантажів *6* з кожного боку карданного вала в пазах

типу «ластівчин хвіст». Остаточно встановлені балансувальні вантажі фіксують гвинтами *5* та кернують.

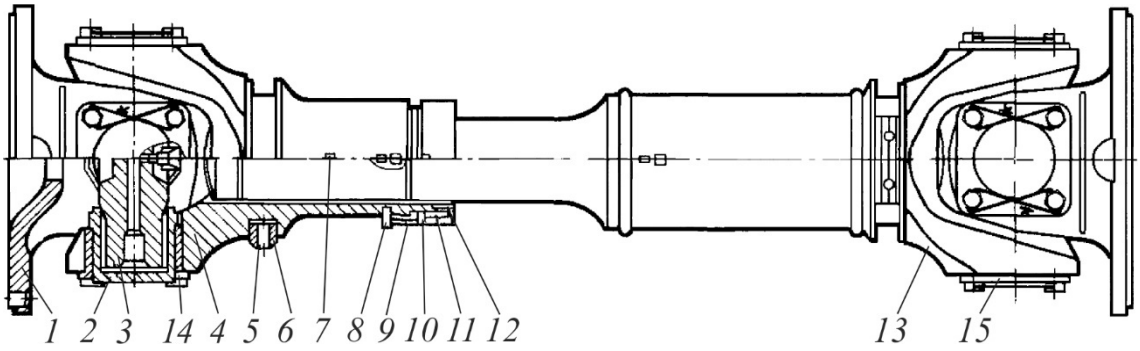


Рис. 12.11. Вал карданний:

1 – фланець; *2* – підшипник; *3* – хрестовина; *4* – вилка ковзна; *5* – гвинт М12×30; *6* – вантаж балансувальний; *7* – масельничка; *8* – гвинт; *9* – дріт; *10* – гайка; *11*, *14* – кільце ущільнювальне; *12* – шайба; *13* – вилка шліцьова; *15* – кришка

Для пояснення умови роботи карданного вала необхідно розглянути залежність кутових швидкостей ω_1 ведучого та ω_2 веденого валів (рис. 12.12). Шарніри вилки карданного вала описують коло *II – II* (рис. 12.13); шарніри вилки ведучого вала описують коло *I – I*, площина якої повернута відносно площини *II – II* на кут α, який дорівнює куту між осями валів *1* і *2* (див. рис. 12.11 і 12.12), причому проекція кола *I – I* на площину кола *II – II* виглядатиме як еліпс. При повороті вала *2* на кут φ_2 шарнір *II* переміститься з положення B_0 у положення B. При цьому шарнір *I* переміститься з точки A_0 в точку A. Оскільки кут AOB дорівнює куту A_0OB_0 і становить 90°, положення точки *A* визначиться перетином перпендикуляра *OB* з колом *I – I*. Очевидно, кут A_0OA дорівнює куту φ_2. Кут повороту φ_1 ведучого вала, який відповідає повороту вала *2* на кут φ_2, визначиться шляхом суміщення площин *I – I* і *II – II* поворотом площини *I – I* на кут α. Після суміщення площин точка *A* співпаде з точкою A_2, яка лежить на колі *II – II* й на перпендикулярі *CA* до осі OA_0. Кут COA_2 дорівнює куту φ_1 й буде шуканим кутом повороту вала *1*, який відповідає повороту вала *2* на кут φ_2.

Згідно з побудовою

$$CA = CA_2 \cos\alpha, \qquad (12.1)$$

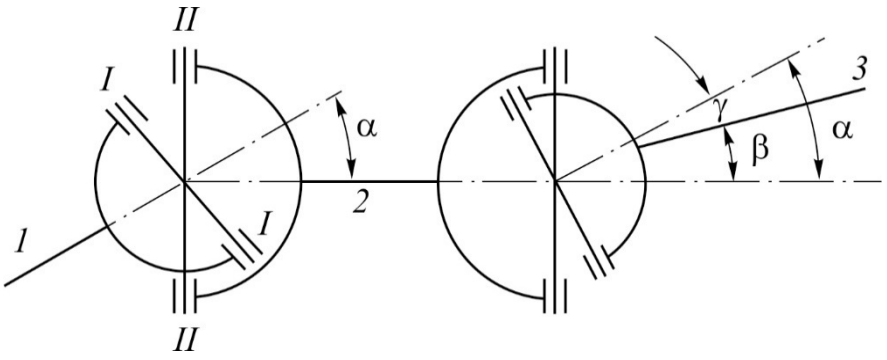


Рис. 12.12. Кінематична схема карданної передачі:
1 – ведучий вал; *2* – карданний вал; *3* – ведений вал

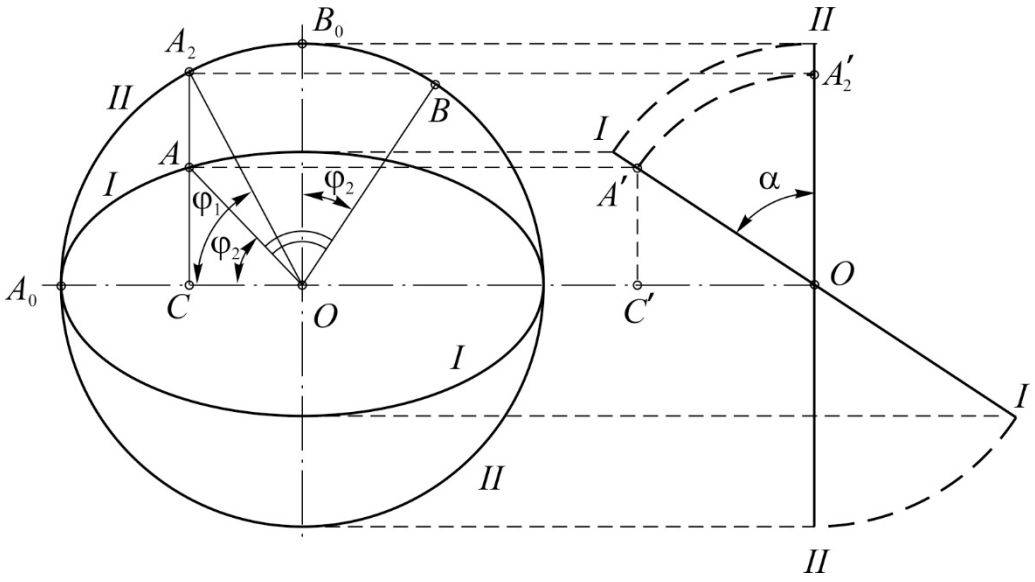


Рис. 12.13 Кути повороту валів у карданній передачі

а з креслення виходить, що

$$CA = OC\mathrm{tg}\varphi_2 \qquad (12.2)$$

та

$$CA_2 = OC\mathrm{tg}\varphi_1, \qquad (12.3)$$

що після підстановки до формули (12.1) дає

$$\mathrm{tg}\varphi_2 = \mathrm{tg}\varphi_1 \cos\alpha\,. \qquad (12.4)$$

Якщо провести аналогічні міркування для шарніра, який з’єднує карданний вал *2* з веденим валом *3* (див. рис. 12.12), то буде

$$\mathrm{tg}\varphi_2 = \mathrm{tg}\varphi_3 \cos\beta, \qquad (12.5)$$

де β – кут нахилу веденого вала відносно осі карданного вала, °.

З формул (12.4) й (12.5) виходить, що

$$\mathrm{tg}\varphi_1 = \mathrm{tg}\varphi_3 \cdot \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}. \qquad (12.6)$$

Після диференціювання буде отримано

$$\frac{d\varphi_1}{\cos^2\varphi_1} = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha} \cdot \frac{d\varphi_3}{\cos^2\varphi_3}. \qquad (12.7)$$

Поділ обох частин на dt дасть таке відношення кутових швидкостей веденого ω_3 й ведучого ω_1 валів

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} \cdot \frac{\cos^2\varphi_3}{\cos^2\varphi_1}. \qquad (12.8)$$

Шляхом нескладних перетворень із формули (12.6) можна отримати

$$\cos^2\varphi_3 = \frac{\cos^2\varphi_1 \cdot \cos\beta}{\sin^2\varphi_1 \cdot \cos^2\alpha + \cos^2\varphi_1 \cdot \cos^2\beta}. \qquad (12.9)$$

Підстановка значення $\cos^2\varphi_3$ до формули (12.8) дає після перетворень таку величину передаточного відношення

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha \cdot \cos\beta}{\sin^2\varphi_1 \cdot \cos^2\alpha + \cos^2\varphi_1 \cdot \cos^2\beta}. \qquad (12.10)$$

За рівних кутах нахилу карданного вала відносно ведучого й веденого валів, тобто при $\alpha = \beta$ вийде $i_{31} = 1$. Отже, кутова швидкість веденого вала ω_3 буде дорівнювати кутовій швидкості ведучого вала ω_1. Тому карданні передачі слід проектувати таким чином, щоб кути

нахилу α й β були рівними при умовах роботи тепловоза, які зустрічаються найбільш часто.

Вилки проміжного кардана повинні лежати в єдиній площині. За нерівних кутах α й β передаточне відношення i_{31} буде перемінним протягом одного оберту та змінюватися в межах від $i_{31\max}$ до $i_{31\min}$.

Якщо значення $i_{31\min}$ відповідає $\varphi_1 = 0°$ і $\varphi_1 = 180°$, то

$$i_{31\min} = \frac{\cos\alpha}{\cos\beta}, \tag{12.11}$$

а якщо значення $i_{31\max}$ відповідає $\varphi_1 = 90°$ і $\varphi_1 = 270°$, то

$$i_{31\max} = \frac{\cos\beta}{\cos\alpha}. \tag{12.12}$$

Нехай $\alpha - \beta = \gamma$ – кут перекосу карданного вала, й тоді підстановка значення $\alpha = \beta + \gamma$ до формул (12.11) і (12.12) дає такий вираз:

$$i_{31\min} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos(\beta+\gamma)}{\cos\beta} = \cos\gamma - \mathrm{tg}\beta \cdot \sin\gamma. \tag{12.13}$$

Кут перекосу $\gamma = \alpha - \beta$ за умови довговічності карданних валів допускається не більш, ніж 1,5°. При такій малій величині можна прийняти (у формулі (12.13)) $\sin\gamma = 0$, й тоді

$$i_{31\min} = \frac{\omega_{3\min}}{\omega_1} = \frac{\cos(\beta+\gamma)}{\cos\beta} = \cos\gamma. \tag{12.14}$$

Аналогічно з формули (12.12) можна отримати

$$i_{31\max} = \frac{\omega_{3\max}}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma}. \tag{12.15}$$

Під степенем нерівномірності обертання карданного вала розуміється відношення коливання кутової швидкості веденого вала $\Delta\omega_3 = \omega_{3\max} - \omega_{3\min}$ до кутової швидкості ведучого вала ω_1, тобто

$$\delta = \frac{\Delta\omega_3}{\omega_1}. \qquad (12.16)$$

Але якщо взяти до уваги, що з формули (12.14) виходить $i_{31\min} = \omega_1 \cos\gamma$, а з формули (12.15) – $\omega_{\max} = \omega_1 / \cos\gamma$, то

$$\delta = \frac{1}{\cos\gamma} - \cos\gamma = \frac{\sin^2\gamma}{\cos\gamma}. \qquad (12.17)$$

З огляду на малу величину кута γ $\sin^2\gamma \approx \gamma^2$, а $\cos\gamma \approx 1$. Отже

$$\delta \approx \gamma^2, \qquad (12.18)$$

де кут γ вимірюється в радіанах.

Коливання кутової швидкості ω_3 веденого вала збільшує деформацію й крутильні коливання карданного вала. Кут скручування при коливаннях (девіація кардана) пропорційний степені нерівномірності δ або γ^2. За час одного оберту девіація, змінюючись, проходить два максимальні й два мінімальні значення й викликає додаткові напруження кручення (рис. 12.14).

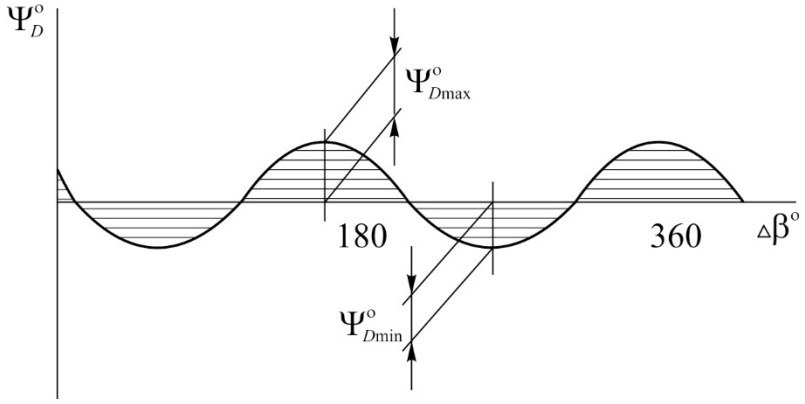


Рис. 12.14. Девіація (кут скручування карданного вала Ψ^o_D) залежно від кута повороту $\Delta\beta°$

Щоб карданний віл надійно передавав завданий найбільший обертальний момент, він повинен мати можливо більший опір крученню. З іншого боку, для поглинання інерційних моментів, обумовлених девіацією, необхідна максимально можлива еластичність вала. Часто порівняльно слабкий, але еластичний вал працює краще та є довговічнішим, ніж більш міцні й жорсткі вали.

У карданних валах виникають додаткові навантаження внаслідок нерівності діаметрів окремих колісних пар тепловоза та руху в кривих ділянках колії. Порожнисті штанги пов'язаних шарнірно валів краще сприймають додаткові динамічні навантаження, виконуючи в певній мірі роль торсійних амортизаторів. Виникаючі при цьому втрати потужності невеликі.

З метою взаємозаміни звичайно застосовується один тип шарніра для всіх карданних валів.

Розрахунки карданних валів виконуються за методикою, прийнятою в автомобілебудуванні. Звичайно розраховується карданний вал, який передає найбільший обертальний момент від коробки гідропередачі до редуктора реверса. Дослідження, проведені за радянських часів Науково-дослідницьким інститутом залізничного транспорту, показали, що карданні вали працюють надійно, якщо вони розраховані за втричі збільшеним максимальним обертальним моментом. Карданні вали між окремими осями тепловоза передають менші обертальні моменти, але вони сприймають більші динамічні навантаження.

Досвід експлуатації карданних валів на вітчизняних та закордонних тепловозах великої потужності засвідчив, що карданні вали можуть передавати протягом довгого часу великі зусилля (потужності), якщо в шарнірах хрестовин будуть застосовуватися спеціальні посилені голчасті підшипники, які конструктивно виключають перекоси голок і достатньо міцні для довгочасної передачі великих обертальних моментів.

Відбійні (тягові вали). У маневрових тепловозів з осьовою формулою 0-2-0 або 0-3-0 привод рушійних колісних пар здійснюється ланцюговою передачею або дишловим механізмом від відбійного вала, який приводиться до їх обертання гідропередачею через понижувальний редуктор. Кривошипи відбійного вала зміщені на кут 90°.

У тривісного тепловоза відбійний вал розміщений між другою та третьою осями, що є найкращим рішенням задачі. У даному випадку потрібна менша маса зрівновноважувального баласту на передньому

кінці тепловоза; отримується мінімальний момент інерції неврівноважених мас відносно передньої осі тепловоза, що зменшує поздовжні коливання, й більше місця залишається для зручного розміщення гальмової передачі та упряжних приладів.

Розміщення відбійного вала за третьою віссю з дишлом до третьої або середньої осі дає гірші результати.

Межі застосування ланцюгового або дишлового привода визначаються величиною потужності, кількістю ведучих осей тепловоза, навантаженням на вісь та окресленнями габариту. Крім того, велике значення має максимальна швидкість тепловоза, діаметр його коліс, найменші радіуси кривих ділянок колії та, врешті-решт, експлуатаційні витрати на утримання й ремонт тепловоза.

Прикладом обмеження застосування передачі з відбійним валом і понижувальним зубчастим редуктором може служити тепловоз зі зчіпною вагою біля 80 т і діаметром рушійних коліс 1000 та 1250 мм. Подібна передача характеризується дуже високими навантаженнями на відбійному валі, його опорах, кривошипах і реверсійній коробці. Ці навантаження постають ще більшими за необхідності забезпечення підвищеної прохідності тепловоза в кривих ділянках колії.

Картер відбійного вала, який звичайно має і реверсивний, і режимний механізми, кріпиться до рами тепловоза. Верхня частина іноді приварюється до рами та посилюється ребрами, а нижня кришка кріпиться болтами.

Режимний пристрій тепловозів з гідропередачею забезпечує перемикання на поїзний або маневровий режим роботи. Цей пристрій необхідний також для поширення діапазону роботи передачі та збільшення сили тяги на малих швидкостях руху, що є цілковито необхідним для маневрових і промислових тепловозів. На цих тепловозах режимний пристрій і реверс часто об’єднуються в єдину реверс-режимну передачу та виготовляються в одній загальній коробці, причому реверс-режимна передача приєднана безпосередньо до коробки гідравлічної передачі та завершується відбійним валом.

На маневровому режимі передача забезпечує підвищену економічність тепловоза в діапазоні низьких швидкостей руху, що дуже важливо при частих зупинках під час маневрів і при роботі з важкими потягами. При перемиканні режиму передач з маневрового на поїзний зазвичай удвічі поширюється діапазон робочих швидкостей тепловоза, але ж максимальна сила тяги зменшується також удвічі.

Схему багатоциркуляційної гідропередачі з реверсом зображено на рис. 12.15. Така схема була застосована в гідропередачах L24 та L306 фірми Voith. У цій передачі вал реверса є продовженням проміжного вала *15*. Шестірні *23* й *25* сидять вільно на втулках на валі реверса *24* та вмикається в роботу кулачковою муфтою *27*, яка переміщується по шліцах вала реверса. Шестірні *19* і *21* веденого вала *20* з'єднані з шестірнями реверса, причому шестірні *25* і *19* з'єднані безпосередньо й при вмиканні їх у роботу кулачковою муфтою *27* забезпечують рух тепловоза в одному напрямі. Між шестірнями *23* і *21* установлена паразитна шестірня *22*, яка змінює напрям руху тепловоза. Механізм реверса розміщений у коробці *28*.

Режимно-реверсну коробку гідропередачі тепловоза ТГМ1 у розрізі зображено на рис. 12.16. Дві конічні шестірні *4* (одну з яких на розрізі не видно, але видно на рис. 12.15), вільно обертаються на валі *5*, на якому посаджена циліндрична шестірня *2*, що передає обертання на тяговий вал *12* через циліндричну шестірню *1*. За допомогою відвідного механізму *7* вал *5*, пересуваючись уподовж осі, вводить конічну шестірню *4* у зачеплення з однією з двох конічних шестірень *6*, яких дві (одну з яких на розрізі не видно, але видно на рис. 12.15). Під час з'єднання з однією з цих шестірень тепловоз отримує один з напрямів руху, а з другою – зворотний.

Конічні шестірні *4* реверса обертаються від шестірні *6*, вал якої є продовженням вторинного вала передачі. На цьому ж валі посаджені ведучі шестірні *8* і *9* режимної коробки. Шестірні *8* мають два зубчасті вінці: зовнішній і внутрішній. Коли ця шестірня за допомогою відводки з'єднується з шестірнею *9*, отримується поїзний режим, при якому тепловоз розвиває швидкість 52 км/год. Якщо шестірня *8* з'єднується з шестірнею *11*, то обертальний момент від вторинного вала гідроредуктора до рушійних коліс тепловоза передається через шестірні *9*, *10*, *11*, *8*, *6*, *4*, *2* й *1* та отримується маневровий режим, при якому швидкість обертання рушійних коліс тепловоза стає в два рази меншою.

Режимно реверсну коробку уніфікованої гідропередачі у складі трициркуляційної уніфікованої гідропередачі схематично зображено на рис. 12.17. Згідно з цією схемою передній хід тепловоза встановлюється залежно від вмикання кулачкової муфти *19*: якщо вліво – поїзний режим (передача через шестірні *18* і *16*); якщо вправо – маневровий (передача через шестірні *20* і *11*). Кулачкова муфта *14* при цьому вимкнена.

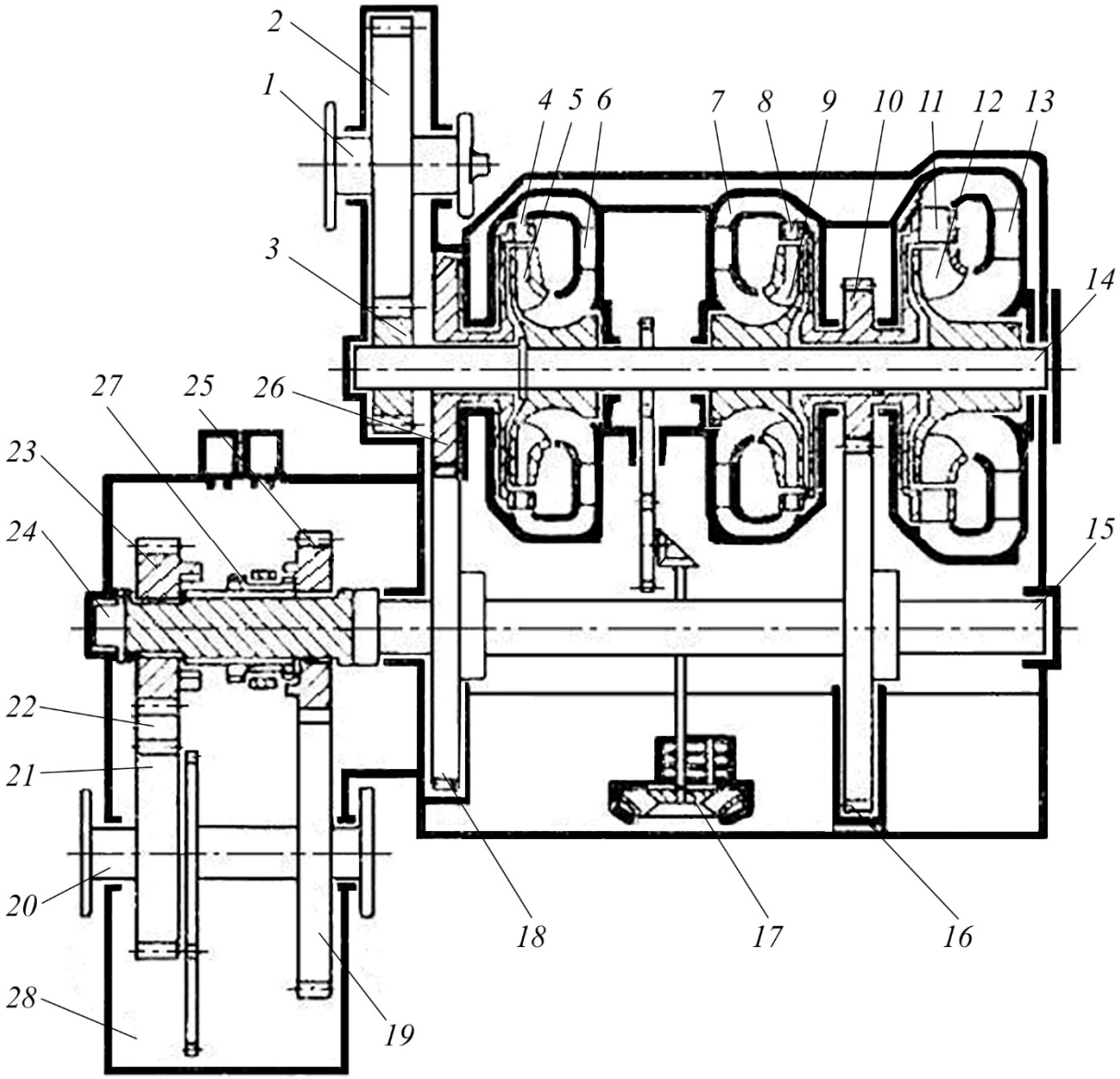


Рис. 12.15. Схема трициркуляційної гідропередачі з трьома гідротрансформаторами й реверсом:

1 – ведучий вал; *2* і *3* – зубчасті колеса підвищувальної передачі; *4*, *8* і *11* – турбінні колеса гідротрансформаторів; *5*, *9* і *12* – насосні колеса гідротрансформаторів; *6*, *7* і *13* – спрямовувальні апарати гідротрансформаторів; *10*, *16*, *18*, *19*, *21*, *22*, *23*, *25* і *26* – шестірні; *14* – вал насосних коліс; *15* – проміжний вал; *17* – відцентровий насос; *20* – ведений вал; *24* – вал реверса; *27* – кулачкова муфта реверса; *28* – коробка реверса

Задній хід тепловоза здійснюється увімкненням кулачкової муфти *14* при вимкненій кулачковій муфті *19*. Від вторинного вала передача здійснюється шестірнями *10* і *13* (на схемі вони розгорнуті й зображені

пунктиром). При поїзному режимі муфта *14* пересувається вліво та в передачі беруть участь шестірні *12* і *11*.

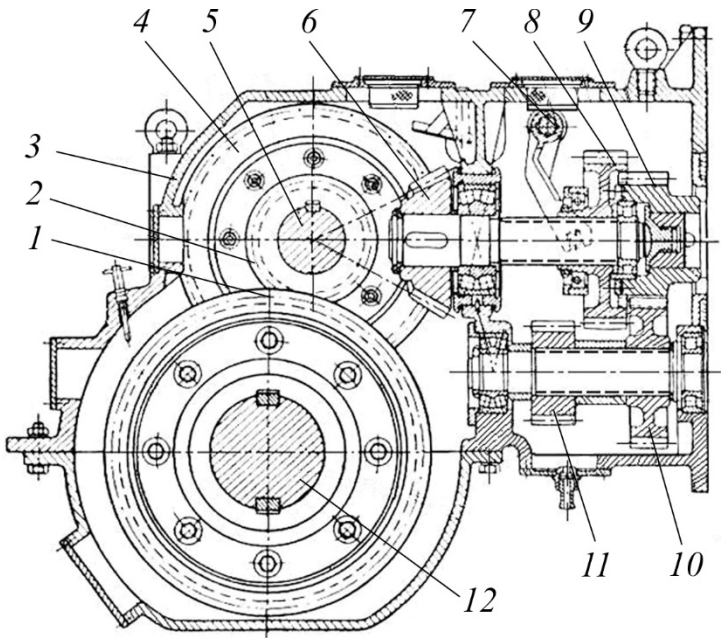


Рис.12.16. Режимно-реверсна коробка гідропередачі тепловоза ТГМ1:
1, *2*, *8*, *9*, *10* і *11* – циліндричні шестірні; *3* – корпус; *4* й *6* – конічні шестірні;
5 і *12* – вали; *7* – відвідний механізм

В однорежимному виконанні (рис. 12.18, *б*) передній хід тепловоза здійснюється через шестірні *20* і *16*, а задній хід – через шестірні *10*, *13*, *15* і *11*.

Оригінальні схеми реверсування ходу тепловоза та зміни режимів його роботи були застосовані на тепловозах ТГМ2, ТГ100, ТГ102 й ТГМ3. Як приклад схему реверс-режимної коробки гідропередачі тепловоза ТГМ3 зображено на рис. 12.18.

Згідно з цією схемою вторинний вал гідроредуктора вмикається в дію залежно від увімкненої швидкості шестірнею *2* або *1*. Роздавальний вал, який приводиться до обертання шестірнею *5*, знаходиться у постійному зачепленні з шестірнями *6* і *4*. При передньому ході тепловоза вмикається муфта *8* і працюють шестірні *3* й *4*, а при задньому ході в роботу вмикається муфта *7* та шестірні *6* і *9*.

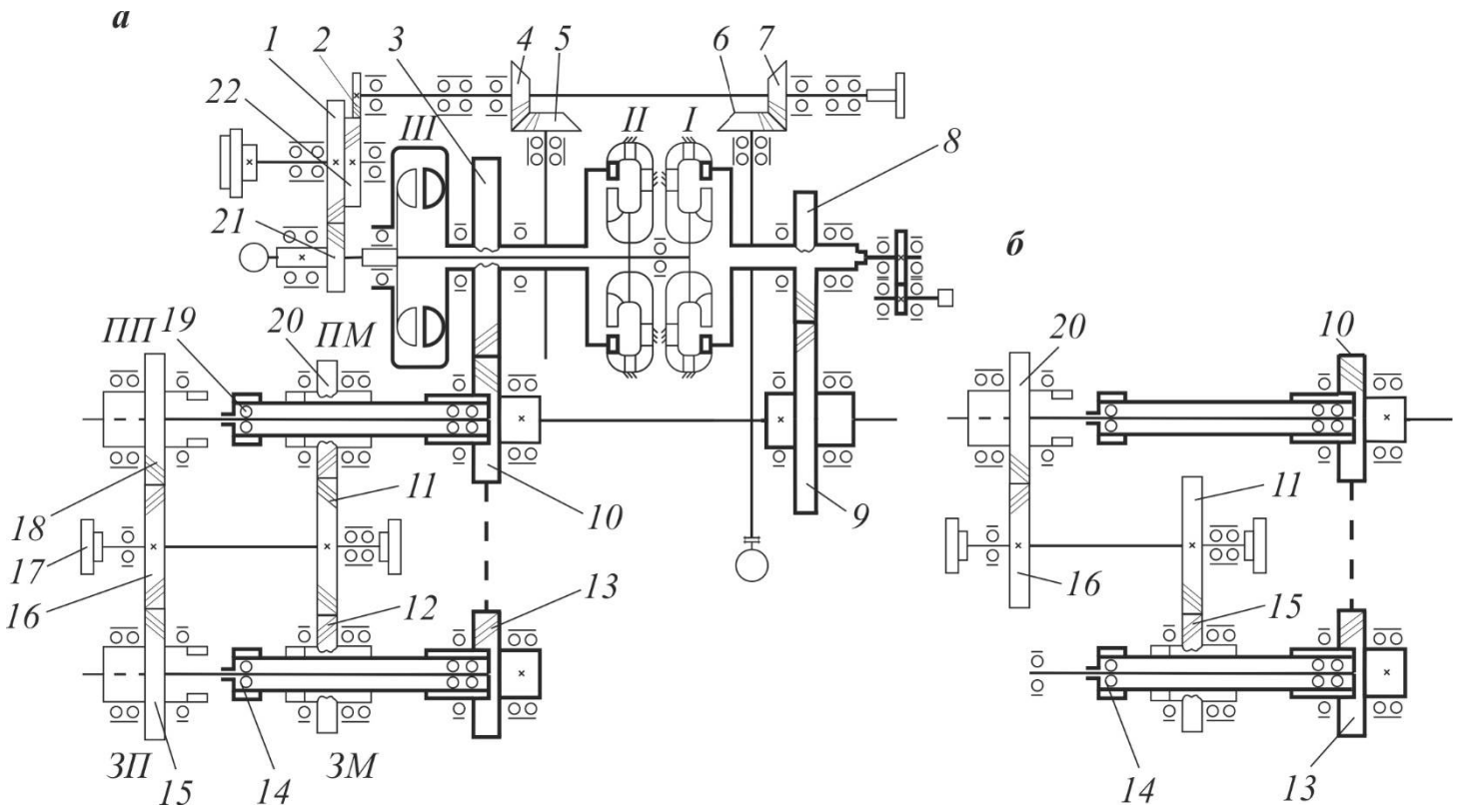


Рис. 12.17. Схема трициркуляційної уніфікованої гідропередачі:

а – гідропередача з режимною коробкою; *б* – схема реверса однорежимних шестірень; *I* – пусковий гідротрансформатор; *II* – маршовий гідротрансформатор; *III* – гідромуфта; *ПП* – передній хід, поїзний режим; *ПМ* – передній хід, маневровий режим; *ЗП* – задній хід, поїзний режим; *ЗМ* – задній хід, маневровий режим; *1…13*, *15*, *16*, *18*, *20…22* – шестірні; *14*, *19* – кулачкові муфти; *17* – роздавальний вал

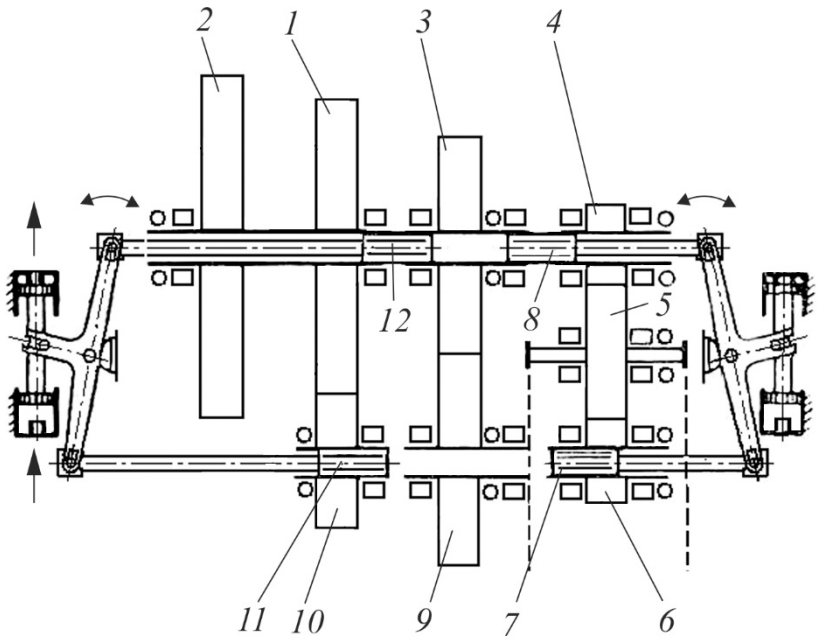


Рис. 12.18. Схема режимно-реверсної коробки передачі тепловоза ТГМ3:
1–6, *9* і *10* – шестірні; *7*, *8*, *11* і *12* – муфти

Увімкнення й вимкнення муфт *7* і *8* реверса й муфт *11* і *12* режимного пристрою здійснюється за допомогою гідроциліндрів з пульта управління машиніста при зупиненому тепловозі. Маневровий режим (до 30 км/год) забезпечується при увімкненні муфти *12* з шестірнею *3*. На 1-й швидкості обертальний момент передається через шестірні *2*, *3*, *4* до шестірні *5*, а на 2-й швидкості – через шестірні *1*, *3*, *4* й *5*.

На поїзному режимі при передньому ході обертальний момент передається на 1-й швидкості через шестірні *2*, *1*, *10*, *9*, *3*, *4* й *5*, а на 2-й – через шестірні *1*, *10*, *9*, *3*, *4* й *5*.

Для передач великих потужностей, коли вся потужність передається однією парою зубчастих коліс, габаритні розміри реверсів виходять дуже громіздкими. Тому для одного з варіантів двопотокової гідромеханічної передачі, схему якого зображено на рис. 12.19, був запропонований реверсний механізм, у якого потужність передається через 3–4 комплекси шестірень (сателіти).

Ця передача з додаванням потужності складається з гідротрансформатора й трьох наступних триланкових диференційних механізмів:

– перший: шестірні *1*, *2*, *3*, водило *Р*; $n_1 = n_т$, де n_1 – кількість обертів шестірні *1*; $n_т$ – те ж турбінного колеса гідротрансформатора;

– другий: шестірні *4*, *5*, *6*, водило *П*; $n_4 = n_н$, $n_6 = n_P$, де n_4 та n_6 – кількість обертів шестірень *4* й *6*; $n_н$ – те ж насосного колеса гідротрансформатора, n_P – те ж водила;

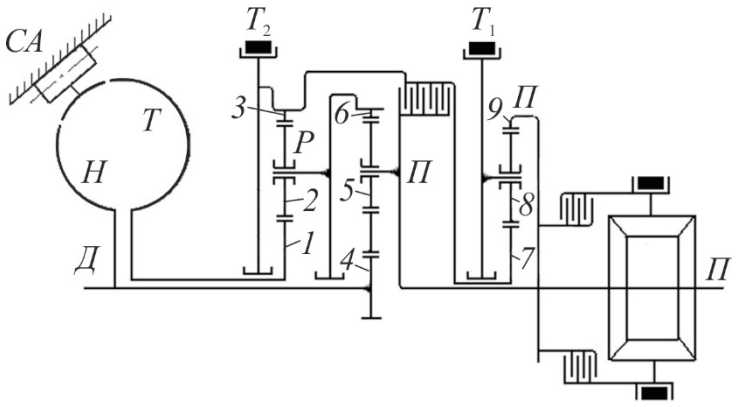


Рис. 12.19. Принципова схема двопотокової гідромеханічної передачі з додаванням потужності (проект):

Н – насосне колесо гідротрансформатора; *Т* – турбінне колесо гідротрансформатора; *СА* – спрямовувальний апарат гідротрансформатора; *Д* – дизель тепловоза; T_1, T_2 – стрічкове гальмо; *М* – фрикційна муфта; *Р* – водило; *П* – споживач потужності; *1…9* – шестірні

– третій: шестірні *7*, *8*, *9*, водило T_1; $n_7 = n_3$, $n_9 = n_П$, де n_3, n_7, n_9 – кількість обертів шестірень *3*, *7* і *9*; $n_П$ – те ж споживача потужності.

Схема включає два стрічкові гальма T_1 і T_2, які виступають як водила, та фрикційну муфту *М*.

Перший ступінь швидкості досягається зупинкою І-го гальмівного барабана $\left(n_{т1} = 0\right)$, при вимкненому ІІ-му гальмі та фрикційній муфті.

Другій ступінь швидкості досягається вмиканням тільки ІІ-го ступеня стрічкового гальма $\left(n_{т2} = 0,\ n_3 = 0,\ n_7 = 0\right)$.

Третій ступінь швидкості (пряма передача) досягається вмиканням тільки фрикційної муфти *М*.

Якщо стрічкове гальмо зупинити гальмівний барабан, який несе вісі конічних сателітів, то ведена (права) конічна шестірня буде обертатися в напрямі, зворотному обертанню ведучої (лівої) конічної шестірні. Якщо заблокувати ведучу конічну шестірню та гальмівний барабан стрічкового гальма за допомогою фрикційної або кулачкової муфти, то реверс зміниться на одне ціле, й ведена шестірня буде обертатися також як і ведуча.

Осьові редуктори у більшості тепловозів застосовуються двоступінчасті, які складаються з двох пар шестірень. На рис. 12.20 зображений осьовий редуктор магістрального тепловоза ТГ100, складений з конічної й циліндричної зубчастих передач. Редуктор такого ж типу установлений і на промислових тепловозах ТГМ2 і ТГМ3.

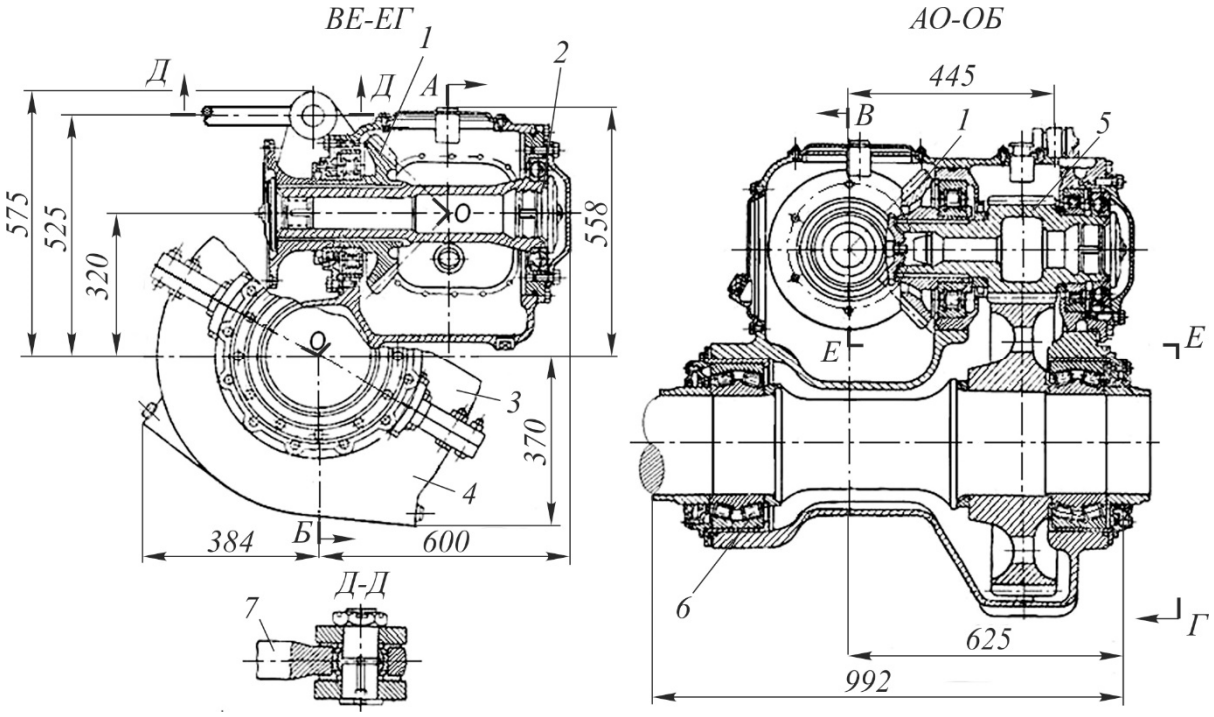


Рис. 12.20. Осьовий двоступінчастий редуктор тепловоза ТГ100:
1 – конічні шестірні; *2* – вхідний вал; *3*, *4* – верхня та нижня частини сталевої відливки корпуса; *5* – вал шестірні; *6* – сферичний роликопідшипник; *7* – реактивна тяга

Механізм осьового редуктора розміщений у корпусі, який спирається на вісь рушійної колісної пари тепловоза за допомогою двох сферичних роликопідшипників. Провертання корпуса осьового редуктора від реактивного моменту попереджається реактивною тягою, шарнірно закріпленою на рамі візка тепловоза. Реактивний момент від приводного вала невеликий і в порівнянні з обертальним моментом на осі колісної пари не перевищує приблизно однієї третини останнього.

Корпус осьового редуктора являє собою сталеву відливку, яка складається з двох частин – верхньої та нижньої. У верхній частині розміщені: вхідний вал, конічні шестірні зі спіральними зубцями й вал-шестірня. Передаточне відношення пари конічних зубчастих коліс дорівнює одиниці, а пари циліндричних – 3,048. Максимальна кількість обертів вхідного вала при швидкості руху тепловоза 120 км/год дорівнює 1850 хв$^{-1}$. Максимальний обертальний момент на вхідному валі становить 10 791 Н·м.

Відомі також конструкції простих одноступінчастих осьових редукторів, які мають пару конічних зубчастих коліс зі спіральними зубцями. Як приклад, один з таких редукторів зображений на рис. 12.21.

Одне з зубчастих коліс жорстко закріплене на осі колісної пари, а інше – на приводному валі. Така конструкція осьового редуктора здійснена на тепловозі ТГК.

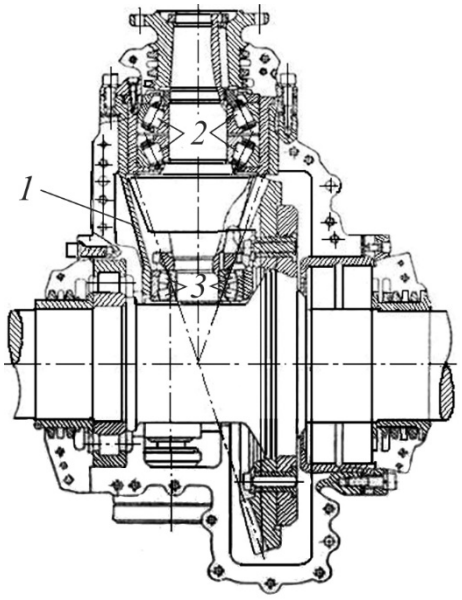


Рис. 12.21. Одноступінчастий осьовий редуктор:
1 – корпус редуктора; *2* і *3* – роликопідшипники приводного вала

Корпус редуктора, складений з двох частин, спирається на вісь рушійної колісної пари тепловоза. Одна з опор корпуса являє собою роликопідшипник з короткими циліндричними роликами для сприйняття радіального навантаження, а інша опора складається з двох рядом розташованих підшипників (на рис. 12.21 не зображені) і сприймає як радіальне, так і осьове навантаження конічного зубчастого колеса. З'єднання підшипників може бути виконане в кількох варіантах, які оцінюються за умови складання й регулювання передачі та довговічності підшипників. Приводний вал також спирається в двох місцях. Площина роз'єма корпуса проходить по осі обох валів.

Надійне змащування осьових редукторів та добре відведення тепла на всіх швидкостях руху тепловоза є обов'язковою умовою їх нормальної експлуатації. Для великих потужностей при значних навантаженнях на вісь колісної пари тепловоза найбільш доцільно застосовувати масляний насос. Важливо також, щоб ущільнення валів було надійним і попереджало втрати масла й проникнення пилу в редуктор. Найбільш розповсюдженим є ущільнення, яке складається з двох повстяних кілець і масловідбійного кільця. Між повстяними кільцями має бути розміщена камера для заповнення густим мастилом за допомогою шприцу. Ця камера є основним розділювальним елементом, а густе мастило не пропускає пилу й не допускає витікання масла з середини.

Конічне зубчасте зачеплення осьового редуктора слід монтувати на осі рушійної колісної пари тепловоза таким чином, щоб при обертанні осі в обох напрямах осьове зусилля передавалося на бурт осі. Реактивний момент від приводного вала сприймається спеціальним опорним

пристроєм, виконаним у вигляді важеля, який спирається на раму тепловоза або на раму візка.

Не дивлячись на простоту конструкції, одноступінчастий осьовий редуктор не дозволяє продовжити вал для передачі до наступної осі колісної пари, тому його застосування обмежується тільки двовісними візками. Гіпоідна конічна передача забезпечує менше ковзання зубців шестірень і менші осьові зусилля.

Можлива й інша компоновка двоступінчастого осьового редуктора, відмінна від прийнятої для тепловоза ТГ100. Наприклад, для тепловоза ТГП50 прийнята схема осьового редуктора, зображена на рис. 12.22. За цією схемою вал редуктора передає обертальний момент на вісь рушійної колісної пари тепловоза через циліндричну косозубцеву пару шестірень з передаточним числом $i_1 = 1{,}58$ і конічну зубчасту пару зі спіральними зубцями й передаточним числом $i_2 = 2{,}32$. Максимальний обертальний момент на вхідному валі M_1 дорівнює 10 202 Н·м. Нормальні модулі в обох парах зубчастих коліс дорівнюють m =10 мм. Кількість зубців циліндричної пари 22 й 35, а конічної 25 і 58. Цей варіант двоступінчастого осьового редуктора у порівнянні зі вже описаними пред'являє більш високі вимоги до точності складання редуктора.

Відомі випущені фірмою «Maybach» одноступінчасті конічні осьові редуктори наступних типів і розмірів:

– C22 і C22V для моментів на вхідному валі від 8 829 до 10 791 Н·м;

– C32 для моментів 13 734 Н·м;

– C33V для моментів від 13 734 до 15 696 Н·м, передаточні числа яких знаходяться в межах 2,4…3,0, а з додатковим (розподільним) редуктором становлять 5,5.

Германські редуктори засновані на застосуванні геліко-ідального зубчастого

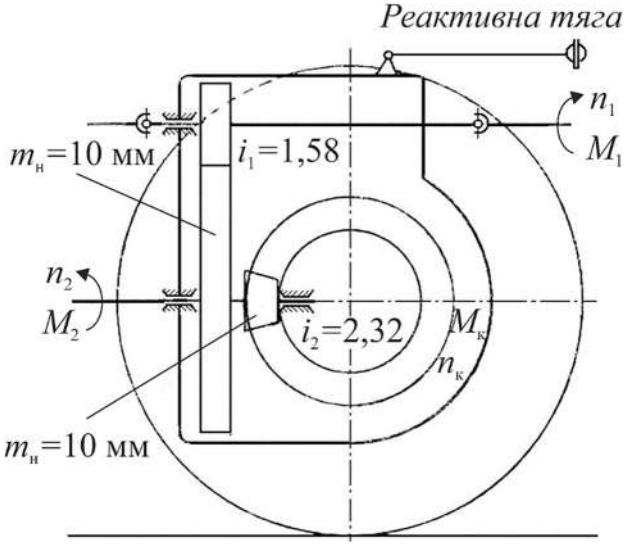


Рис. 12.22. Схема двоступінчастого осьового редуктора тепловоза ТГП50:
n_1, n_2, n_3 – числа обертів; $M_1, M_2, M_к$ – обертальні моменти; i_1 і i_2 – передаточні числа

зачеплення (зі спіральними зубцями). Під час викочування колісної пари з таким редуктором потрібне значне розбирання коробки редуктора й ведених валів.

Оригінальну конструкцію мають осьові редуктори американської фірми Балдвіна. В них застосоване точне зубчасте зачеплення Вестінгауза, паразитні шестірні та звичайні люлькові підшипники, як у тягових електродвигунів. Завдяки цьому викочування колісної пари здійснюється так же просто, як і у тепловозів з електричною передачею.

Для нормальної роботи карданної передачі велике значення має правильний вибір довжини й точок закріплення реактивних тяг. На рис. 12.23 зображено *Z*-подібну схему карданної передачі між роздавальним і осьовим редукторами.

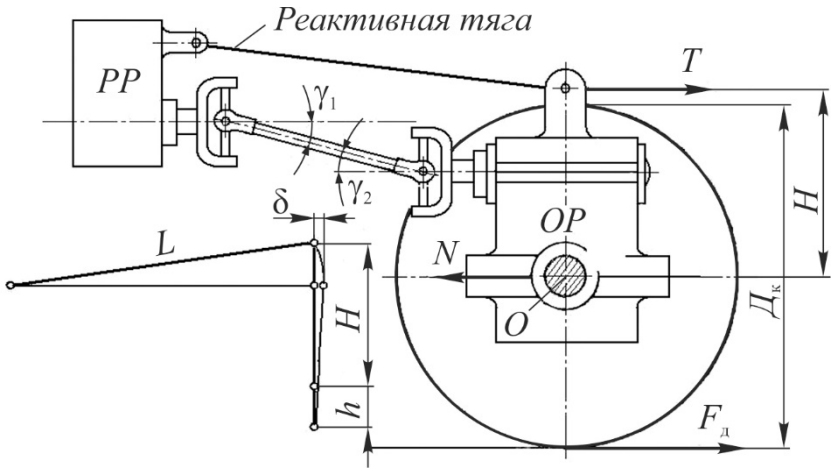


Рис. 12.23. Z-подібна схема карданної передачі:
PP – роздавальний редуктор; *OP* – осьовий редуктор; *L* – довжина реактивної тяги; *H* – висота точки закріплення реактивної тяги від осі колісної пари; *h* – осадка візка тепловоза на пружному підвішуванні (наприклад, на ресорах); $Д_к$ – діаметр колеса тепловоза; *T*, *N*, $F_д$ – діючі сили

За цією схемою під час осадження візка тепловоза на пружному підвішуванні (наприклад, на листових ресорах) на величину h точка *O* зміщується по горизонталі на величину δ. Якщо позначити довжину реактивної тяги так, як на схемі, то можна отримати

$$L^2 = L^2 - 2L\delta + \delta^2 + h^2, \qquad (12.19)$$

а якщо знехтувати малою величиною δ^2, тоді

$$\delta = \frac{h^2}{2L}. \qquad (12.20)$$

Поділивши обидві частини на H (відстань точки закріплення реактивної тяги від осі колісної пари), можна отримати кутове відхилення осьового редуктора, яке існує до осадки системи пружного підвішування (ресор) і порушує рівність кутів γ_1 і γ_2 кардана. Визначення різниці величин цих кутів

$$\gamma_1 - \gamma_2 = \frac{\delta}{H} = \frac{h^2}{2L \cdot H} \qquad (12.21)$$

надає можливість зрозуміти, що довжину реактивної тяги L і відстань точки її закріплення H слід брати найбільшими за умови можливого конструктивного рішення даного вузла. Чим більшими будуть величини L і H, тим меншою буде величина нерівності кутів γ_1 і γ_2.

При M-подібному розташуванні карданної передачі (рис. 12.24) опускання центра колеса O на величину h спричиняє збільшенню величини кута γ_1 до γ_1' та зменшенню величини кута γ_2 до γ_2'.

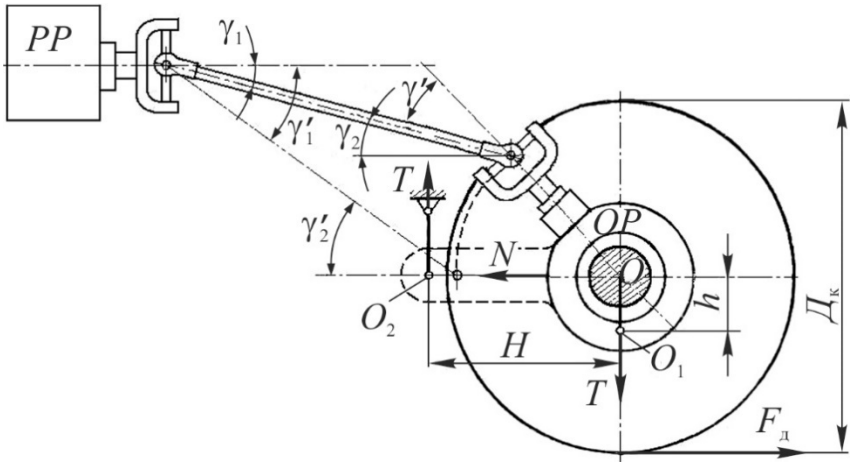


Рис. 12.24. М-подібна схема карданної передачі:
PP – роздавальний редуктор; *OP* – осьовий редуктор; *T*, *N*, $F_д$ – діючі сили; *H* – відстань точки закріплення реактивної тяги від осі колісної пари; *h* – осадка візка тепловоза на пружному підвішуванні

Щоб зберегти рівність кутів γ_1 і γ_2 у M-подібній схемі, потрібно при опусканні центра колеса водночас повертати й осьовий редуктор

на осі колісної пари на відповідний кут, забезпечуючи рівність кутів γ_1 і γ_2, що залежить від правильного вибору максимальної довжини опорного реактивного важеля.

Кут повороту осьового редуктора приблизно дорівнює відношенню величини опускання колісного центра до довжини опорного реактивного важеля, тобто

$$\varphi \approx \frac{h}{H}. \tag{12.22}$$

Кутові коливання осьового редуктора призводять до додаткового напруження в самих карданах, й тому для нормальної роботи карданного привода важливого значення набуває кут перекосу (головним чином вертикального) карданного вала $\gamma = \alpha - \beta$ (див. рис. 12.23 і 12.23). Передаточне відношення карданного вала *i* становить

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\gamma_1 \cdot \cos\gamma_2}{\sin^2\varphi_1 \cdot \cos^2\gamma_1 + \cos^2\varphi_1 \cdot \cos^2\gamma_2}, \tag{12.23}$$

де φ_1 – кут повороту ведучого вала;

ω_1 і ω_2 – кутові швидкості ведучого й веденого валів відповідно.

При $\gamma_1 = \gamma_2$ передаточне відношення $i = 1$ й кутові швидкості ведучого й веденого валів дорівнюють одна одній. Якщо $\gamma_1 \neq \gamma_2$, то величина передаточного відношення *i* змінюється від $i_{\min} = \left(\cos\gamma_1 / \cos\gamma_2\right)$ до $i_{\max} = \left(\cos\gamma_2 / \cos\gamma_1\right)$, у результаті чого на систему діють додаткові навантаження й можливе виникнення крутильних коливань. Тому при проектуванні карданного привода необхідно дотримувати умову $\gamma_1 = \gamma_2$ у найбільш імовірних експлуатаційних режимах. За умови довговічності карданних валів допустимий кут перекосу становить $\gamma = \gamma_1 - \gamma_2 \leq 1{,}5°$.

Величина кута перекосу карданного вала у значній мірі залежить від довжини реактивної тяги й точки її закріплення (рис. 12.23 і 12.24). Під час руху тепловоза по нерівностях колії підресорені частини тепловоза чинять вертикальні переміщення на величину *h*. Якщо позначити довжину реактивної тяги *L*, а відстань точки її закріплення від осі колісної пари *H*, то при *Z*-подібній схемі карданної передачі кут

перекосу карданного вала $\gamma = h^2 / (2Lh)$. Тому для зменшення величини кутів перекосу карданного вала у вертикальній площині довжину реактивної тяги L і відстань точки її закріплення від осі колісної пари необхідно обирати максимально можливими при заданій конструктивній схемі.

12.3. До розрахунку міцності й довговічності конструктивних елементів карданного привода

Забезпечення дотримання розрахованих у попередньому параграфі параметрів карданного привода повинно бути обґрунтовано можливо більш точною їх відповідністю розрахунковому режиму роботи тепловоза, який вибирається за статистичними даними. Для прикладу приблизні цифри режиму роботи магістральних вантажних тепловозів наведені в табл. 12.1. У цій таблиці відносний час роботи тепловоза t_i виражений у процентах від часу повного обороту на різних швидкостях руху і залежно від навантаження (потужності) K, вираженого в частках від номінальної потужності $N_{ном}$.

За даними таблиці визначаються:

– середня потужність тепловоза (по дизелю) $N_{ср}$, кВт, за час повного обороту за формулою:

$$N_{ср} = N(\alpha_1 \cdot K_1 + \alpha_2 \cdot K_2 + \ \ldots \ + \alpha_5 \cdot K_5), \qquad (12.24)$$

де $\alpha_1, \alpha_2, \ \ldots \alpha_5$ – відносні тривалості режимів роботи тепловоза, задані в процентах часу його обороту;

$K_1, K_2 \ldots K_5$ – навантаження тепловоза в частках від номінальної потужності;

– середньозважені квадратичні швидкості руху тепловоза $V_{ср.кв.(К)}$, обчислені в процентах від його конструкційної швидкості, для різних режимів використання потужності за формулою:

$$V_{\text{ср.кв.(К)}} = \sqrt{\frac{\sum \left(V_i \cdot t_i\right)^2}{\sum t_i^2}}, \qquad (12.25)$$

де V_i – середні швидкості руху тепловоза в заданих діапазонах швидкостей, км/год;

t_i – час роботи тепловоза з середньою швидкістю руху V_i, год;

Таблиця 12.1

Параметри режимів роботи магістральних вантажних тепловозів

Швидкість руху тепловоза в % від конструкційної	Відносний час роботи тепловоза t_i при різних навантаженнях				
	$K_1 = 0$	$K_2 = 0{,}25$	$K_3 = 0{,}50$	$K_4 = 0{,}75$	$K_5 = 1{,}0$
0 (стоянка)	15,2	–	–	–	–
0 – 10	1.0	2,1	1,3	0,6	0,15
10 – 20	1,05	1,25	1,2	0,6	0,8
20 – 30	1,15	0,7	1,1	0,8	1,8
30 – 40	1,45	0,3	1,2	1,1	4,9
40 – 50	1,5	0,2	1,25	1,4	5,7
50 – 60	1,85	0,2	1,4	1,6	5,9
60 – 70	2,4	0,2	1,7	1,9	5,6
70 – 80	2,9	0,15	1,9	2,15	4,75
80 – 90	2,4	0,15	1,7	1,7	3,5
90 – 100	1,6	0,2	1,25	1,2	1,9
Сумарний час	32,5	5,45	14,0	13,05	35,0

– середня квадратична швидкість руху тепловоза за оборот $V_{\text{ср.кв.}}$, км/год, (у % від конструкційної швидкості) за формулою:

$$V_{\text{ср.кв.}} = \sqrt{\frac{V_{\text{ср.кв.1}}^2 + V_{\text{ср.кв.2}}^2 + \ldots V_{\text{ср.кв.5}}^2}{5}}, \qquad (12.26)$$

де $V_{\text{ср.кв.1}}$ – для K_1, $V_{\text{ср.кв.2}}$ – для K_2, … , $V_{\text{ср.кв.5}}$ – для K_5.

– розрахунковий режим $N_{\text{р}}$ – вибирається без урахування режиму стоянок, їзди з вимкненим дизелем, а також режиму навантаження до $0,25N_{\text{ном}}$, оскільки тривалість цього режиму зазвичай е невеликою та складає лише 5,45 % часу повного обороту тепловоза. Беручи до уваги лише режими, які відповідають величинам K_3, K_4, і K_5, та враховуючи відносні величини часу роботи зі зазначеними коефіцієнтами K, середньозважена потужність розрахункового режиму $N_{\text{р}}$ становитиме:

$$N_{\text{р}} = \frac{\left(0,5 \cdot 14 + 0,75 \cdot 13 + 1,0 \cdot 35\right) \cdot N_{\text{ном}}}{14 + 13 + 35}, \qquad (12.27)$$

і тоді відповідна розрахункова швидкість руху (у % від конструкційної швидкості тепловоза) складе

$$V_{\text{р}} = \frac{V_{\text{ср.кв.3}} \cdot 14 + V_{\text{ср.кв.4}} \cdot 13 + V_{\text{ср.кв.5}} \cdot 35}{14 + 13 + 35}. \qquad (12.28)$$

Отримані величини $N_{\text{р}}$ і $V_{\text{р}}$ визначають так званий експлуатаційний розрахунковий режим. Зубчастий редуктор та інші складові елементи передачі повинні бути також перевірені на максимальні динамічні зусилля й моменти, що визначаються за умови зчеплення коліс тепловоза з рейками при передаванні повної номінальної потужності дизеля на І-му ступені швидкості руху й при буксуванні тепловоза.

За даними випробувань, проведених ВНДТІ, та за німецьким даними під час буксування тепловоза динамічний момент майже вдвічі перевищує момент за зчепленням. Тому рекомендується елементи механічної трансмісії гідропередачі розраховувати за методикою ВНДТІ, яка враховує також динамічні навантаження на трансмісію та міститься в підручниках [9].

У карданному приводі зазвичай розраховуються карданний вал, вилки й хрестовини за величиною максимального крутного моменту вихідного вала реверс-режимного пристрою. Цей вал у силовій передачі є найбільш навантаженим. Вали, що з’єднують осьові редуктори, передають частину потужності тепловоза, й тому для них при проектуванні виконується тільки перевірочний розрахунок на додаткові навантаження, виникаючі внаслідок нерівності діаметрів окремих коліс і під час руху тепловоза в кривих ділянках колії.

Карданний вал розраховується на кручення, перевіряється на критичну частоту обертання з визначенням величини кута закручування. Максимальне напруження кручення τ, МПа, для трубчастого вала становить

$$\tau = \frac{16MD_{\text{н}}}{\pi\left(D_{\text{н}}^4 - D_{\text{в}}^4\right)}, \tag{12.29}$$

де M – момент, прикладений до вала, Н·м;

$D_{\text{н}}$ – зовнішній діаметр вала, м;

$D_{\text{в}}$ – внутрішній діаметр вала, м.

Допустима величина напруження становить $\tau \le 100\ldots300$ МПа.

Кут закручування трубчастого вала θ величина якого не повинна перевищувати 3…9° на 1 м довжини вала, визначається за формулою

$$\theta = \frac{32 \cdot 180 \cdot M \cdot L_{\text{кард}}}{\pi^2\left(D_{\text{н}}^4 - D_{\text{в}}^4\right) \cdot G}, \tag{12.30}$$

де $L_{\text{кард}}$ – довжина вала, м;

$G = 8{,}5 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при крученні.

Критична частота обертання $n_{\text{кр}}$ становить:

– суцільного вала

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 \cdot \left(D \big/ L_{\text{кард}}^2\right); \tag{12.31}$$

– трубчастого вала

$$n_{\text{кр}} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2}}{L_{\text{кард}}^2}. \tag{12.32}$$

Максимально можлива в експлуатації частота обертання вала повинна бути в 1,5…2 рази меншою, ніж критична; в іншому випадку необхідно збільшити діаметр вала або скоротити його розрахункову

довжину, використавши проміжні опори. Карданні вали для тепловозів зазвичай виготовляються зі сталей 38ХС і 40ХС.

Вилка кардана розраховується на згин і кручення. У найбільш небезпечному перерізі *АА* (рис. 12.25) напруження згину $\sigma_{зг}$ і кручення $\tau_{кр}$ становлять:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_1} = \frac{M \cdot a}{2R_b \cdot W_1}; \qquad (12.33)$$

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_2} = \frac{M_b}{2R_b \cdot W_2}, \qquad (12.34)$$

де M – момент, прикладений до вала, Н· м;

a – відстань від точки прикладення обводового зусилля до перерізу *АА*, м;

b – відстань від точки прикладення обводового зусилля до осі вилки, м;

W_1 і W_2 – відповідно момент опору й полярний момент перерізу *АА*, МПа.

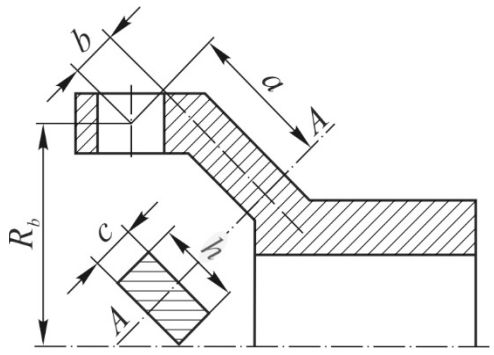


Рис. 12.25. Схема для розрахунку вилки кардана

Еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ становить

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau_{кр}^2}, \qquad (12.35)$$

а допустиме $[\sigma_{екв}] = 70\ldots120$ МПа.

Цапфи хрестовин кардана розраховуються на згин, зріз і зім'яття. Напруження згину $\sigma_{зг}$ становить

$$\sigma_{зг} = \frac{P_ц \cdot l_ц}{0{,}1d_ц^3}, \qquad (12.36)$$

де $P_ц$ – зусилля, діюче на цапфу, Н, (рис. 12.26);

$l_ц$ – відстань від точки прикладення зусилля до основи цапфи, м;

$d_ц$ – діаметр цапфи, м.

Напруження зрізу $\tau_{зр}$ становить

$$\tau_{зр} = \frac{4P_{ц}}{\pi d_{ц}}, \qquad (12.37)$$

а напруження зім'яття $\sigma_{зм}$ –

$$\sigma_{зм} = \frac{P_{ц}}{d_{ц} \cdot l_{ц}}. \qquad (12.38)$$

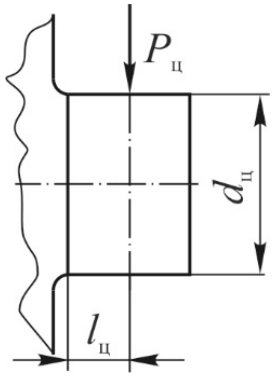


Рис. 12.26. Схема для розрахунку цапфи хрестовини

При розрахунках приймаються такі величини:

– $\sigma_{зг} \leq 350$ МПа;

– $\tau_{зр} \leq 170$ МПа;

– $\sigma_{зм} \leq 80$ МПа.

Вилки кардана виготовляються зі сталей 35, 40 і 40ХНМА, хрестовини – зі сталей 20Х2Н4А, 20ХГНР і 30ХГТ.

Основні характеристики карданних валів наведені в таблиці 12.2.

Таблиця 12.2

Характеристики карданних валів

Серія тепловоза	Тип підшипників	Зовнішній діаметр фланців, мм	Діаметр циліндричної частини, мм	Діаметр труби, мм	Діаметр цапф, мм	Номінальний момент кручення, Н· м
ТГ106, ТГМ5, ТГМ10	голчастий	450	130	215	75	30 000
ТГ102, ТГ16, ТГМ5, ТГМ10	голчастий	325	88	142	60	15 000
ТГК2	голчастий	230	68	–	45	9 000

Запитання до самоконтролю

1. Які тягові приводи застосовуються на тепловозах?

2. Що сприяє девіації карданних валів?

3. Яким чином досягають добрі кінематичні умови для роботи карданної передачі?

4. Аналіз схем розташування карданних валів і розміщення роздавального редуктора на рамі візка.

5. Особливості конструкції реверс-режимного редуктора гідропередач фірми Voith.

6. Особливості конструкції реверс-режимного редуктора гідропередачі тепловоза ТГМ1.

7. Особливості конструкції реверс-режимного редуктора уніфікованої гідропередачі.

8. Особливості конструкції реверс-режимного редуктора гідропередачі тепловоза ТГМ3.

9. Будова одно- та двоступінчастих осьових редукторів.

10. Вплив геометричних параметрів реактивних тяг на роботу карданної передачі.

11. Порядок розрахунку елементів карданного привода.

ГЛАВА 13

Гідропередачі тягового рухомого складу, що експлуатується на залізницях і підприємствах України

13.1. Типізація гідропередач

При Державному науково-технічному комітеті Ради Міністрів СРСР у 1959 р. була створена комісія з розробки пропозицій щодо впровадження гідропередач у локомотивобудуванні. З метою усунення багатотиповості комісією були розроблені рекомендації з уніфікації гідропередач. Згідно з цими рекомендаціями слід було розробити гідропередачі чотирьох типорозмірів:

– I типорозмір – для односекційних маневрових і промислових тепловозів широкої та вузької колії потужністю від 112 до 164 кВт;

– II типорозмір – для односекційних маневрових тепловозів потужністю від 261 до 373 кВт;

– III типорозмір – для односекційних маневрових тепловозів потужністю від 559 до 895 кВт і одно- та двосекційних вантажно-пасажирських тепловозів секційною потужністю 736 кВт;

– IV типорозмір – для одно- та двосекційних пасажирських, а в перспективі й для вантажних тепловозів секційною потужністю від 1103 до 1472 кВт.

Таким чином, передбачалося, що всі тепловози потужністю від 112 до 2×1472 кВт будуть мати гідропередачі лише чотирьох типорозмірів, що значно полегшить їх виробництво, експлуатацію та ремонт.

В якості уніфікованих гідропередач були рекомендовані:

– для I типорозміру – одноциркуляційна гідропередача з комплексним гідротрансформатором за типом гідропередачі односекційного маневрово-промислового тепловоза ТГК потужністю 110,4 кВт;

– для II типорозміру – багатоциркуляційна гідропередача з гідротрансформатором і двома гідромуфтами за типом гідропередачі

односекційного маневрово-промислового тепловоза ТГМ1 потужністю 294 кВт;

– для III типорозміру – багатоциркуляційна гідропередача з двома гідротрансформаторами й гідромуфтою за типом гідропередач односекційного маневрово-промислового тепловоза ТГМ3 потужністю 552 кВт, односекційного маневрово-промислового тепловоза ТГМ10 потужністю 883 кВт і двосекційного магістрального тепловоза ТГ102 потужністю 2×1472 кВт;

– для IV типорозміру – багатоциркуляційна гідропередача.

У одноциркуляційних гідропередачах гідротрансформатор (рідше гідромуфта) стоїть перед багатоступінчастою механічною коробкою швидкостей. Через гідротрансформатор завжди передається вся потужність, яка підводиться до рушійних колісних пар тепловоза. У моменти перемикання ступенів швидкості гідротрансформатор розмикає силове коло (подібно до автомобільної фрикційної муфти зчеплення), для цього він має спеціальні пристрої – або турбінне колесо, яке переміщується вподовж осі та відводиться з потоку робочої рідини, або поворотні лопатки насосного колеса, які вкладаються в замкнену обичайку при перемиканні ступенів швидкості.

Багатоциркуляційні гідропередачі, які отримали найбільше розповсюдження на тепловозах ТГМ1, ТГМ10, ТГ102, ТГМ4, ТГМ6 та ін., мають по декілька гідроапаратів у якості механізмів вмикання окремих ступенів швидкості в багатоступінчастій коробці передач. У таких передачах водночас працює лише одне коло циркуляції робочої рідини, а інші випорожнені до тієї пори, поки не ввімкнеться їх ступінь швидкості. Таким чином, потужність передається завжди одним потоком.

13.2. Гідропередача тепловоза ТГМ1

На тепловозі ТГМ1 застосована гідравлічна передача, що складається з одного гідротрансформатора і двох гідромуфт, рис. 13.1. Потужність на осі тепловоза передається через гідропередачу і реверс-режимний редуктор, що включає в себе режимну коробку та відбійний (тяговий) вал. З відбійного вала обертання на колісні пари передається дишловим приводом.

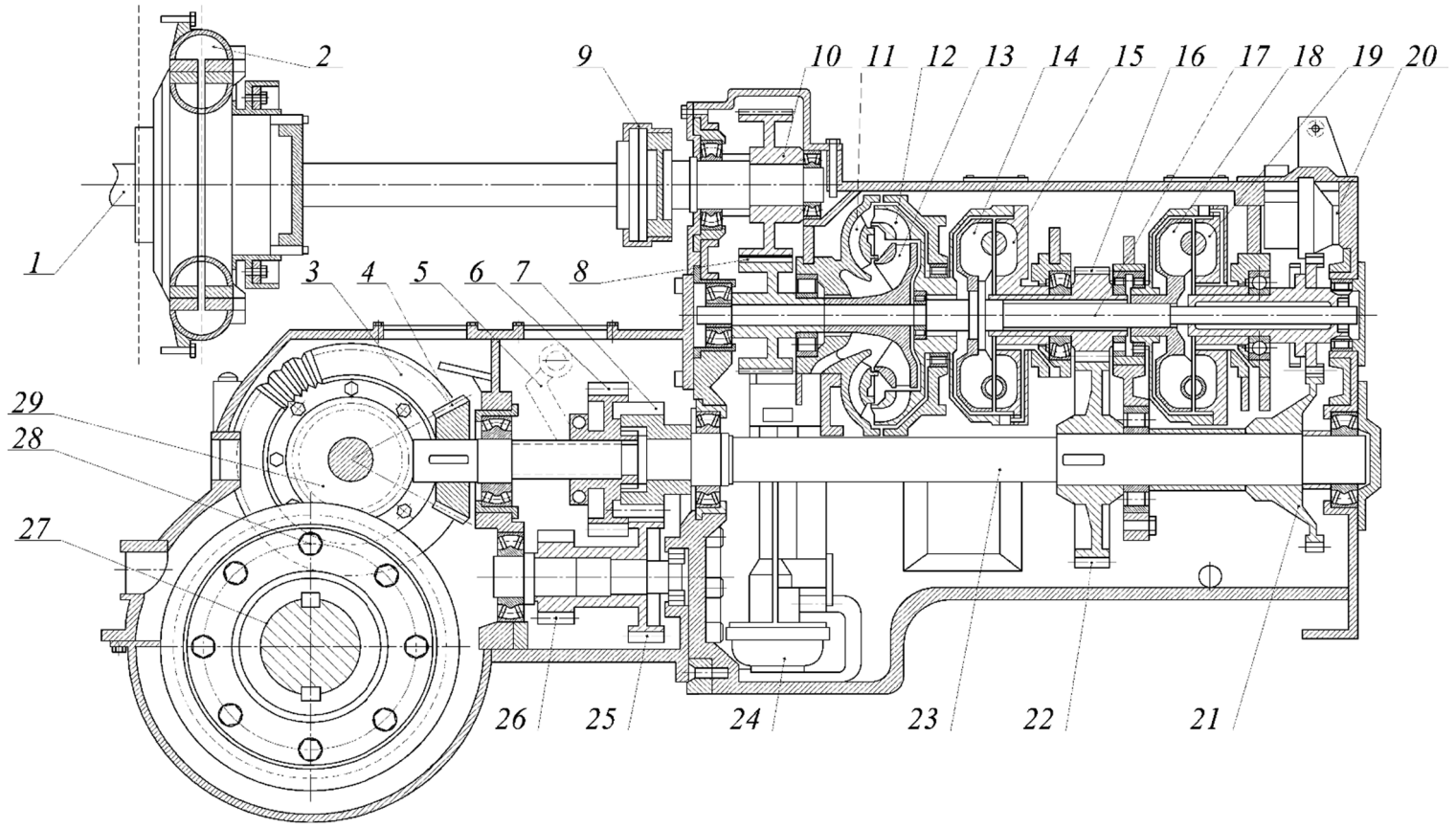


Рис. 13.1. Схема гідропередачі з одним гідротрансформатором і двома гідромуфтами:
1 – вал дизеля; *2* – пружна муфта; *3* – конічні зубчасті колеса; *4* – конічна шестірня; *5* – відводка перемикання режимної коробки; *6* і *7* – шестірні режимної коробки; *8* і *10* – шестірні підвищувальної передачі; *9* – голчаста муфта; *11* – спрямовувальний апарат; *12* – турбінне колесо гідротрансформатора; *13* – насосне колесо гідротрансформатора; *14* – насосне колесо першої гідромуфти; *15* – турбінне колесо першої гідромуфти; *16* – шестірня; *17* – вал насосних коліс; *18* – насосне колесо другої гідромуфти; *19* – турбінне колесо другої гідромуфти; *20*, *21* і *22* – шестерні; *23* – проміжний вал; *24* – масляний насос; *25* і *26* – шестірні; *27* – тяговий вал; *28* і *29* – шестірні

Через пружну муфту *2* (див. рис. 13.1) й голчасту муфту *9* рух від вала дизеля передається до підвищувальної передачі, яка складається з пари шестірень *10* і *8* з передаточним числом 0,302. Ці шестірні приводять до обертання вал *17* з насосним колесом *13* гідротрансформатора та з насосним колесами *14* і *18* гідромуфт. Турбінне колесо *12* гідротрансформатора та зв'язане з ним турбінне колесо *15* першої гідромуфти передають обертання проміжному валу *23* через пару шестірень *16* і *22* з передаточним числом 0,412. Турбінне колесо *19* другої гідромуфти передає обертання проміжному валу *23* через пару шестірень *20* і *21* з передаточним числом 0,67. Спрямовувальний апарат *11* гідротрансформатора утримується від обертання шпильками в підшипниках середньої частини коробки.

Заповнення маслом гідротрансформатора й гідромуфт виконується відцентровим масляним насосом *24*, який приводиться до обертання через шестірні від вала дизеля. Цей насос встановлений у незручному місці; для того, щоб його оглянути, перевірити стан або зняти для ремонту треба розібрати майже всю передачу. При проектуванні гідропередач масляний насос слід розміщувати в доступному місці.

Проміжний вал *23* з'єднується з режимною коробкою, яка здійснює поїзний режим з граничною швидкістю 60 км/год при зчепленні шестірень *7*, *25*, *26* і *6*. Шестірня *6* пересувається рукою машиніста тепловоза відводкою *5* з пульта управління.

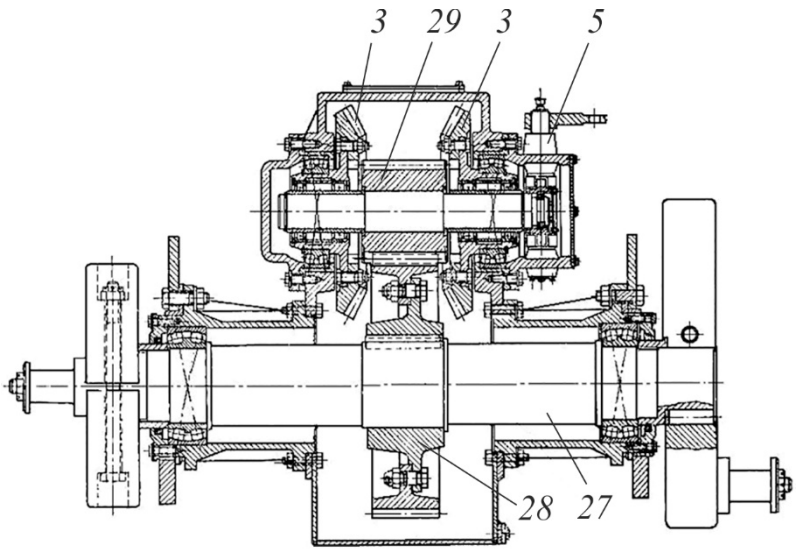


Рис. 13.2. Механічний реверс гідропередачі з умовними позначеннями тими ж, що й на рис. 13.1

Від режимної коробки обертання передається на механічний реверс через конічну шестірню *4*, яка приводить до обертання два зубчасті колеса *3* (рис. 13.2), які мають внутрішнє зачеплення й вільно обертаються на кулькових підшипниках. Шестірня *29* з валом пересувається в роликопідшипниках за

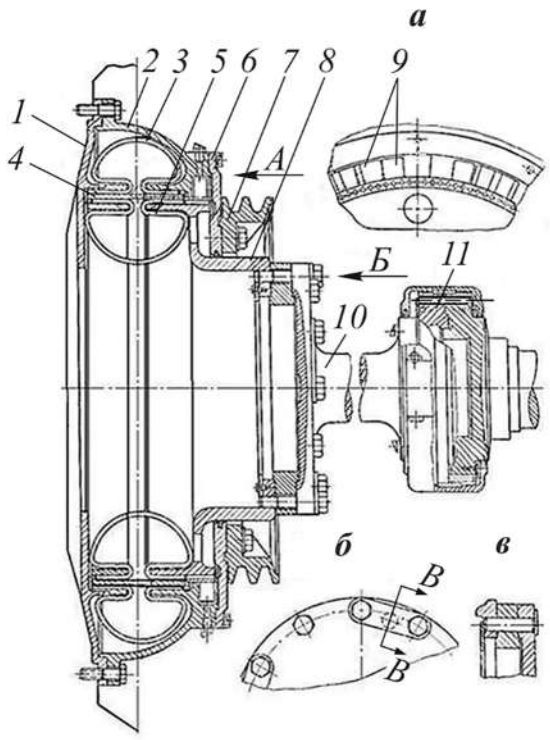


Рис. 13.3. Пружна муфта гідропередачі з гідротрансформатором і двома гідромуфтами:
а – вид по стрілці *А*; *б* – вид по стрілці *Б*; *в* – переріз по *В – В*; *1*, *6* і *8* – диск; *2* – корпус; *3* й *5* – пружина; *4* – проміжне кільце; *7* – шків; *9* – гумові прокладки; *10* – вал; *11* – голчаста муфта

допомогою відводки з пульта управління рукою машиніста тепловоза. При пересуванні в той чи інший бік шестірня *29* своїми зубцями входить в упадини внутрішнього зачеплення зубчастих коліс *3*, завдяки чому отримується передній або задній хід тепловоза. Шестірня *29* через шестірню *28* передає рух тяговому валу *27* передачі.

Пружна муфта (рис. 13.3) призначена для поглинання крутильних коливань колінчастого вала дизеля й згладжування коливань частоти обертання турбінного й насосного валів гідромуфт при їх вмиканні, а також для збереження зубчастих коліс підвищувальної передачі.

Пружна муфта має диски *1* і *8* та корпус *2*. Диск *1* і корпус *2* прикріплені болтами до маховика дизеля, а диск *8* з'єднується з валом *10*, який через з'єднувальну голчасту муфту *11* приводить до обертання підвищувальну передачу.

Корпус *2* з'єднаний з диском *8* системою пружин *3* й *5*. Один кінець пружин *3* з'єднується з корпусом *2*, а другий – з проміжним кільцем *4*. Один кінець пружин *5* знаходиться в проміжному кільці *4*, а інший – у диску *8*.

При обертанні корпуса *2* від дизеля передача руху диску 8 виконується спочатку через систему пружин *3*, проміжне кільце *4* й пружини *5* до тієї пори, доки не буде вибраний зазор, рівний 5 мм, між кулачками в диску *8* і корпусі *2*. Подальша передача руху відбувається зачепленням кулачків у диску *8* і корпусі *2*, між якими прокладені гумові прокладки *9*. За напрямом обертання між кулачками прокладені по дві гумові прокладки, а зі зворотного боку – по одній.

У пружній муфті знаходиться 160 пружин *3* і 150 пружин *5*. Пружна муфта з одного боку закрита диском *1*, а з іншого – диском *6*. До диску *6* прикручується болтами шків *7* з двома рівчаками під клинову передачу для привода компресора, який подає повітря для привода компресора, який подає повітря до гальмівного резервуара.

Масляний насос (рис. 13.4) складається з робочого колеса відцентрового насоса *1*, який подає масло для наповнення гідропередачі, та робочого колеса вихрового насоса *2*, який подає масло через регулятор до органів управляння (золотникових коробок). Обидва робочі колеса укріплені на одному валі *3*, який приводиться від ведучого вала гідропередачі через пару конічних шестірень *7* і *5* і через циліндричну шестірню *6*. Литий корпус насосів *4* приєднується до середньої частини коробки передачі.

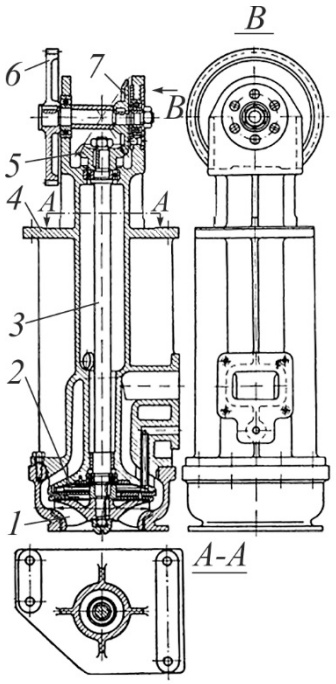


Рис. 13.4. Масляний насос гідропередачі:
В, *Е* та *И* – патрубок;
Г – канал; *Д* і *Ж* – отвір;
1 – відцентровий насос;
2 – вихровий насос;
3 – вал насосів;
4 – корпус насосів;
5 і *7* – конічні шестірні;
6 – циліндрична шестірня

13.3. Гідропередачі тепловозів ТГМ2 й ТГМ3

Гідромеханічна передача тепловозів ТГМ2 й ТГМ3 з комплексним гідротрансформатором ГТКІІ встановлена на рамі тепловоза поруч з дизелем. На рис. 13.5 зображена принципова кінематична схема цієї гідропередачі для тепловоза ТГМ2, розрахована на потужність дизеля 552 кВт. На схемі стрілками зображені місця підведення й зливання масла.

Передача діє таким чином: дизель, з'єднаний валом з фланцем *1* гідропередачі, приводить до обертання вал *7* через мультиплікатор (механізм, який підвищує частоту обертання й у цій передачі складається з двох шестірень *2*); на валі *7* укріплені насосне колесо *6* гідротрансформатора й сонячна шестірня *10* диференційного механізму (планетарного редуктора).

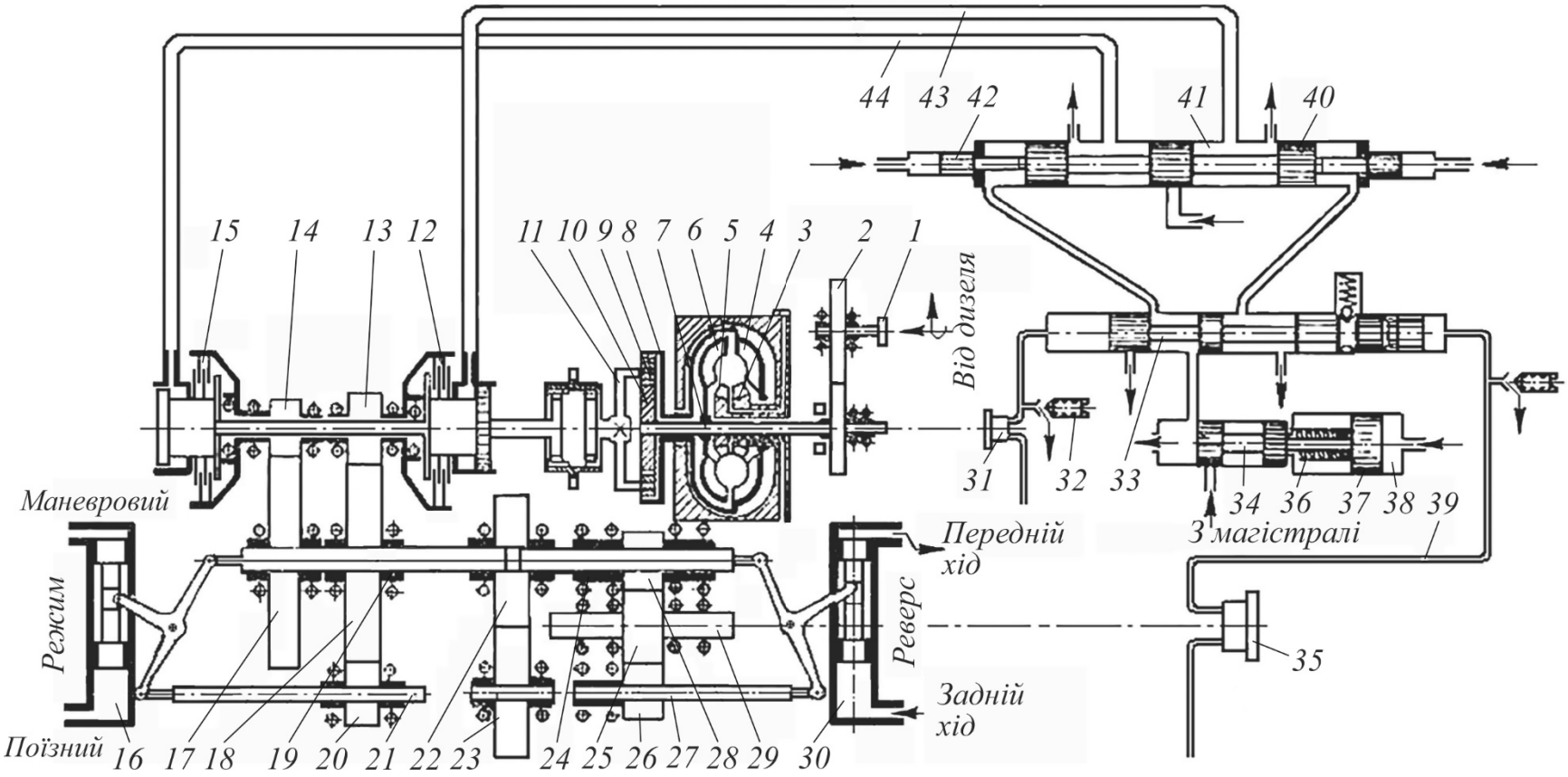


Рис. 13.5. Схема гідромеханічної передачі тепловоза ТГМ2:

1 – вхідний фланець передачі; *2* – підвищувальна пара шестірень; *3* й *5* – спрямовувальний апарат; *4* – турбінне колесо; *6* – насосне колесо; *7* – вал; *8* – коронна шестірня; *9* – сателіти; *10* – сонячна шестірня; *11* – водило; *12* і *15* – фрикційна муфта; *13*, *14*, *17*, *18*, *20*, *22*, *23*, *25*, *26*, *28* – шестірні; *16* і *30* – пневматичні циліндри перемикання режимів і реверса; *19*, *21*, *24*, *27* – шліцьові муфти; *29* – вихідний вал (з' єднання передачі з рушійними колісними парами тепловоза); *31* і *35* – імпульсний насос; *32* – регулювальний елемент; *33*, *34*, *40* – золотник; *36* – пружина; *37* – поршень; *38* – циліндр; *39*, *43*, *44* – трубопровід; *41* – живильна коробка; *42* – установлювальні штифти

Турбінне колесо *4* гідротрансформатора з'єднане з коронною шестірнею *8* диференціала; сателіти *9* за допомогою водила *11* з'єднуються зі вхідним валом двоступеневої коробки передач.

Згідно зі схемою частина потужності дизеля віддається насосному колесу гідротрансформатора, а інша – сонячній шестірні планетарного редуктора. Сумування потужності, яка передається, знов відбувається на водилі сателітів, які знаходяться в зачепленні одночасно з сонячною та коронною шестірнями.

Комплексний гідротрансформатор має два спрямовувальних апарата *3* й *5*, укріплених на муфтах вільного ходу (авталогах). Спрямовувальні апарати, автоматично почергово відключаючись, надають гідротрансформатору можливість працювати в якості гідромуфти.

За планетарним рядом розміщена механічна коробка передач, яка має два ступеня швидкості й два режими: маневровий і поїзний.

При маневровому режимі, тобто при зачепленні шліцьової муфти на валі *19* з шестірнею *22*, максимальна швидкість тепловоза становить 30 км/год, а при поїзному режимі, коли муфта на валі *21* з'єднується з шестірнею *23*, швидкість тепловоза підвищується до 62 км/год. Реверсування здійснюється вмиканням муфт з шестірнями *22* й *28* (передній хід) і *23* й *26* (задній хід).

Зміна режимів і перемикання реверса здійснюються за допомогою дискових фрикційних муфт *12* і *15* з автоматичним управлінням залежно від швидкості руху тепловоза й частоти обертання колінчастого вала дизеля. Така система забезпечує збереження високого значення к.к.д. гідротрансформатора в широкому діапазоні швидкості як при повному, так і при часткових навантаженнях дизеля.

Перша швидкість вмикається фрикційною муфтою *15*, яка з'єднує шестірню *14* з валом передачі; при другій швидкості муфта *12* вмикає в роботу шестірню *13*, а муфта *15* вимикається.

При маневровому режимі й передньому ході тепловоза шліцьові муфти на валах *19* і *24* з'єднані з шестірнями *22* й *28*, і тоді на першій швидкості обертання передається від шестірень *17*, *22* й *28* до шестірні *25*, укріпленої на вихідному валі *29*, а на другій швидкості – через шестірні *18*, *22*, *23*, *26* і *25*.

На поїзному режимі й передньому ході тепловоза увімкнені муфти *21* і *24*, а шліцьові муфти *19* і *27* вимкнені.

На першій швидкості обертання передається через шестірні *17*, *18*, *20*, *23*, *22*, *28* і *25*, а на другій – через шестірні *18*, *20*, *23*, *22*, *28* і *25*.

Задній хід при поїзному режимі досягається вмиканням муфт *21* і *27*, а муфти *19* і *24* при цьому вимкнені. Обертальний момент на першій швидкості передається через шестірні *17*, *18*, *20*, *23*, *26* і *25*, а на другій – через шестірні *18*, *20*, *23*, *26* і *25*.

Вихідний вал *29* через карданні вали обертає осьові редуктори переднього та заднього візків тепловоза. Осьові редуктори складаються з двох конічних і двох циліндричних шестірень. Велика циліндрична шестірня укріплена на осі ведучої колісної пари.

Зображена на рис. 13.5 схема дозволяє також порозуміти принцип дії системи автоматичного управління гідропередачею. За нерухомого тепловоза й працюючого дизеля гідротрансформатор постійно заповнений робочою рідиною, оскільки фрикційні муфти *12* і *15* ступенів швидкості, які мають гідравлічне масляне управління від золотника *40*, вимкнені. Тиском масла штифти *42* притиснуті за плечиками до торцевих перегородок живильної коробки *41*, завдяки чому золотник *40* займає середнє положення, при якому порожнини увімкнення фрикційних муфт через трубопроводи *43* й *44* сполучаються з атмосферою.

Таким чином, силовий ланцюг кінематично розімкнений. Перший імпульсний насос *31* шестерінчастого типу, який приводиться до руху від первинного вала гідропередачі, подає під тиском масло до лівої камери управляючого золотника *33*, завдяки чому цей золотник зсунутий у крайнє ліве положення. При переводі контролера машиніста в положення для руху відкривається доступ стиснутого повітря до циліндра *38*; поршень *37*, який знаходиться під дією пружини *36*, відтискається вліво разом із золотником *34*. При цьому масло під тиском 1,2 МПа поступає з магістралі через управляючу золотникову коробку до лівої порожнини живильної золотникової коробки *41*. Оскільки торцева поверхня золотника більша, ніж торцева поверхня протидіючого штифта, то під дією надлишкової сили золотник *40*, відтискаючи штифт, зсувається до упора направо, внаслідок чого перекривається лівий зливний отвір коробки *41*, а магістраль сполучається з трубопроводом *44*, який підводить масло до муфти зчеплення першого ступеня швидкості. Муфта *15* вмикається, замикаючи кінематичний ланцюг від дизеля до рушійних коліс, і тепловоз зрушує з місця.

Зі вторинною стороною гідропередачі з’єднаний другий імпульсний насос *35*, частота обертання якого залежить від швидкості руху тепловоза. З підвищенням швидкості руху тепловоза збільшується частота обертання насоса, а, отже, й створюваний ним тиск масла, яке

підводиться по трубопроводу *39* до правої камери управляючого золотника *33*. При деякій швидкості руху створюваний насосом *35* тиск перевищить тиск від насоса *31* і діянням результуючої сили золотник *33* пересунеться до упора вліво. Магістраль через управляючу золотникову коробку сполучиться з правою порожниною живильної золотникової коробки *41*, одночасно ліва порожнина коробки з'єднається з атмосферою і в результаті золотник *40* переміститься до упора вліво. Трубопровід *44* з'єднується зі зливним отвором у золотниковій коробці *41*, тиск масла в ньому спадає і муфта *15* першої швидкості вимикається. Одночасно вмикається муфта *12* другої швидкості, оскільки трубопровід *43* опиниться з'єднаним з магістраллю через живильну коробку, а відповідний зливний отвір буде перекритий золотником *40*.

Якщо швидкість руху буде знижуватися, то тиск, який розвивається другим імпульсним насосом, теж буде зменшуватися. Коли він упаде настільки, що тиск імпульсного насоса *31* його перевищить, золотник *33* знов пересунеться до упора направо й відбудеться зворотне перемикання фрикційних муфт з другої на першу ступінь швидкості.

Якщо під час руху тепловоза машиніст поворотом штурвала (контролера) зменшить частоту обертання колінчастого вала дизеля, то перший імпульсний насос буде створювати менший тиск і премикання золотника *33* з першого ступеня на другий відбудеться раніше, тобто при меншій швидкості руху. За допомогою регулювальних елементів *32*, встановлених на нагнітальних трубопроводах імпульсних насосів, здійснюється настройка автоматики на певну швидкість перемикання ступенів передач. Регулюючий елемент являє собою отвір, вихідний переріз якого регулюється дросельним гвинтом (голкою).

Якщо контролер машиніста буде переставлений у нульове положення (на нульову позицію), подача повітря до циліндра *37* припиниться: золотник *34* під дією пружини *36* переміститься вправо, перекриє живильний трубопровід і сполучить робочу порожнину коробки золотника *33* зі зливною трубкою. Тиск в обох торцевих камерах живильної золотникової коробки *40*, таким чином, зрівноважиться й золотник *40* під дією штифтів *42* встановиться в середнє положення. Порожнини гідравлічного увімкнення фрикційних муфт *12* і *15* будуть сполучені зі зливом, фрикційні диски розчепляться, передача вимкнеться. Неважко переконатися, що вимкнення та увімкнення будуть відбуватися однаково як при нерухомому, так і при рухомому тепловозі.

Робоча рідина гідроапаратів охолоджується у водомасляному теплообміннику.

Протягом використання гідромеханічної передачі, яка розглядається, була проведена її значна модернізація. Гідравлічна система автоматики перемикання ступенів швидкості була замінена на електричну, аналогічну прийнятій на тепловозі ТГ100; був випущений дослідний тепловоз ТГМ3-015, на якому замість гідромеханічної була встановлена гідравлічна передача, у якій гідротрансформатор ГТКІІ з планетарним рядом замінили більшим за розмірами комплексним гідротрансформатором ГТКІІТ без планетарного ряду, насосне колесо якого з'єднане з дизелем, турбінне колесо через пару шестірень – зі вхідним валом коробки переміни передач, конструкція якої була залишена незмінною. Таким чином, у цій гідропередачі відсутній принцип розподілу потужності на два потоки. Уся потужність цілком передається через гідротрансформатор. Повна відсутність механічного зв'язку дизеля з рушійними колесами тепловоза дозволяє краще використовувати потужність дизеля та забезпечувати стабільний режим його роботи.

13.4. Гідромеханічна передача тепловоза ТГ100

Двосекційний вантажно-пасажирський тепловоз ТГ100 потужністю 2×2208 кВт має гідромеханічну передачу, схожу за конструкцією з передачею маневрового тепловоза ТГМ2. Різниця полягає лише в тому, що в механічній коробці швидкостей не два, а три ступеня швидкості й відсутній механізм зміни режимів.

У кожній секції тепловоза встановлено по два дизелі потужністю по 552 кВт (такою ж, як і на тепловозі ТГМ2) й по дві передачі. Кінематичну схему гідромеханічної передачі тепловоза ТГ100, встановленої на рамі візка тепловоза й за допомогою карданного вала з'єднаної з дизелем, зображено на рис. 13.6.

Дизель через шестірні *1* і *2* мультиплікатора передає обертання до насосного колеса *3* комплексного гідротрансформатора *4* й сонячної шестірні *35* планетарного редуктора.

Комплексний гідротрансформатор ГТКІІ постійно заповнений робочою рідиною. Його турбінне колесо жорстко зв'язане з коронною шестірнею *6* планетарного редуктора.

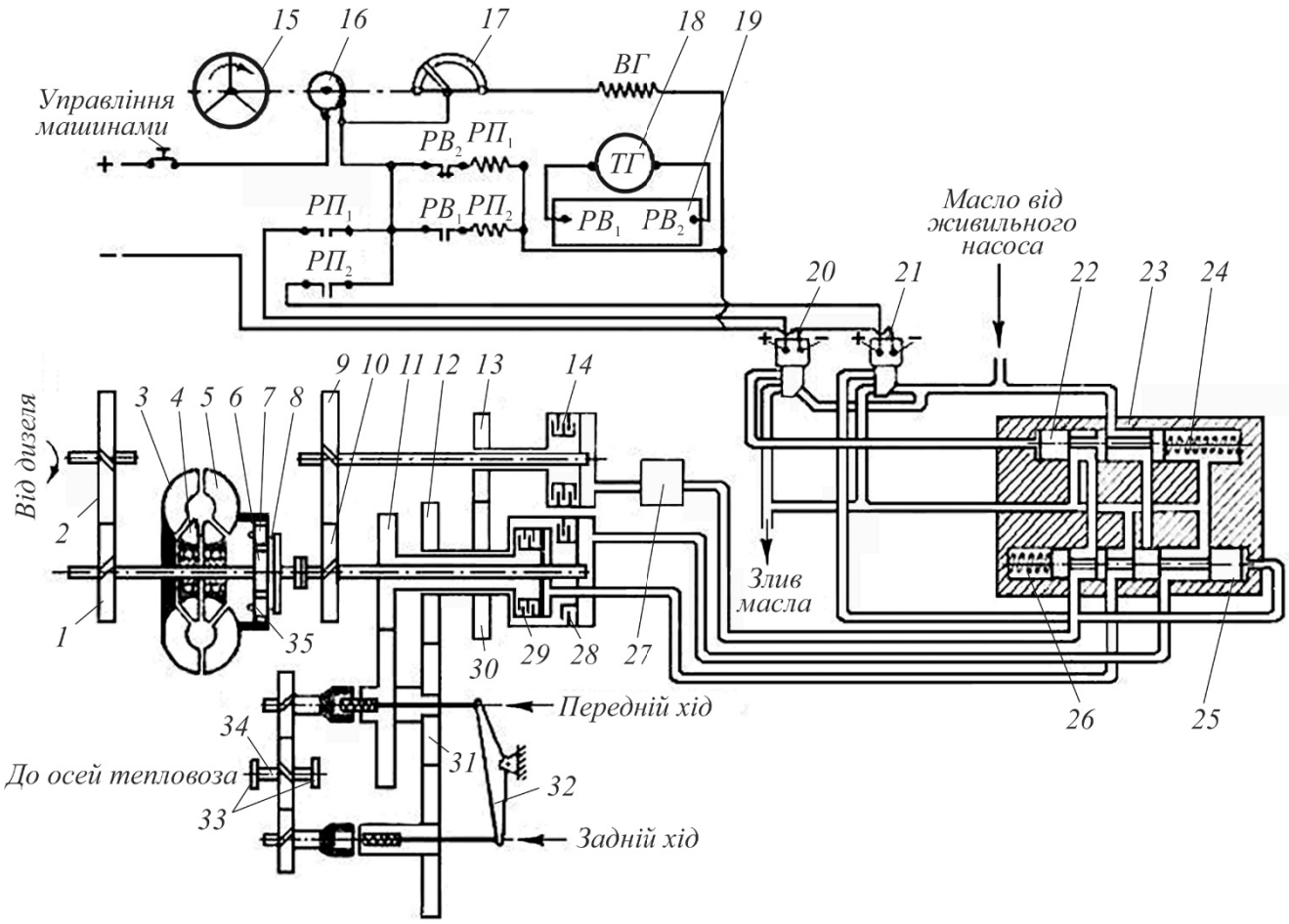


Рис. 13.6. Кінематична схема гідромеханічної передачі тепловоза ТГ100:

1, *2*, *6*, *9...13*, *30*, *31*, *33*, *35* – шестірні; *3* – насосне колесо гідротрансформатора; *4* – спрямовувальний апарат гідротрансформатора; *5* – турбінне колесо гідротрансформатора; *7* – сателіт; *8* – водило; *14*, *28* і *29* – фрикційні муфти; *15* – штурвал машиніста; *16* – блокувальний пристрій; *17* – перемінний опір; *18* – тахогенератор; *19* – панель вимірювальних реле й опорів; *20* і *21* – електрогідравлічні вентилі; *22* й *25* – золотники управління; *23* – золотникова коробка; *24* й *26* – пружини; *27* – редуктор плавного зрушення; *32* – механізм реверса; *34* – вихідний вал передачі

Далі потужність підсумовується на сателітах *7* і через водило *8* передається на вхідний вал коробки швидкостей. Таким чином, тут, як і в передачі тепловоза ТГМ2, частина потужності передається механічним шляхом через сонячну шестірню, а інша частина – через гідротрансформатор, що дозволяє підвищити к.к.д. передачі й коефіцієнт трансформації моменту.

Коробка швидкостей складається з кількох пар шестірень з різним передаточним відношенням, механізму реверса й трьох фрикційних муфт. Шляхом почергового автоматичного увімкнення цих муфт у роботу змінюється швидкість руху тепловоза.

Перший ступінь швидкості руху тепловоза отримується при зчепленні пакета дисків фрикційної муфти *14*, при цьому потужність дизеля передається через шестірні *10*, *9*, *13*, *30*,*12*, *31* і механізм реверса на вихідний вал *34*. Другий ступінь швидкості досягається шляхом увімкнення фрикційної муфти *29*. Обертальний момент у цьому випадку передається на вихідний вал через шестірні *11* і *33*. При зчепленні пакета дисків муфти *28* та увімкнення в роботу шестірень *12* і *31* отримується третій ступінь швидкості.

Перемикання ступенів здійснюється автоматично залежно від швидкості руху тепловоза й частоти обертання колінчастого вала дизеля. Увімкнення й вимкнення фрикційних муфт у потрібні моменти забезпечуються встановленою в гідропередачі електрогідравлічною системою автоматики. Ця система підчас роботи тепловоза працює таким чином. При нерухомому тепловозі, але працюючому на холостому ході дизелі шестерінчастий живильний насос подає масло до порожнини гідротрансформатора, до золотникової коробки *23* й електрогідравлічних вентилів (ЕГВ) *20* і *21*. При вимкненій передачі золотники *22* й *25* пружинами *24* й *26* установлюються в неробоче положення. Доступ масла від живильного насоса до фрикційних муфт *14*, *28* і *29*, які мають гідравлічне управління, закритий; фрикційні муфти вимкнені. Силовий ланцюг тепловоза розімкнений – обертальний момент від дизеля до рушійних колісних пар тепловоза не передається.

Увімкнення гідромеханічної передачі з поста машиніста кнопкою “Управління машинами” й наступним переведенням штурвала *15* в їздове положення. При цьому блокувальний пристрій *16* замикає ланцюг живлення обмотки збудження *ВГ* тахогенератора *19* і одночасно через нормально закриті контакти вимірювального реле $РВ_2$ вмикається коло живлення котушки проміжного реле $РП_1$. Реле $РП_1$, спрацьовуючи,

замикає електричне коло живлення електрогідравлічного вентиля *20*, який відкриває доступ масла від живильного насоса до золотника управління *22*. Під дією тиску масла золотник *22*, долаючи силу натиснення пружини *24*, переміщується вправо. Масло від живильного насоса проходить через золотникову коробку *23* й трубопровід до редуктора плавного зрушення *27* і потрапляє до порожнини фрикційної муфти *14* першого ступеня швидкості. Пакет дисків муфти стискається, створюючи силовий ланцюг від дизеля до рушійних коліс тепловоза, й тепловоз зрушується з місця; зі зростанням швидкості його руху підвищується напруга на затискачах тахогенератора *19*, зв'язаного шестірнями з рушійними колесами. Як тільки напруга досягає величини, яка відповідає моменту перемикання на наступний ступінь швидкості, відбувається спрацювання налаштованого на цю напругу вимірювального реле $РВ_1$, встановленого на панелі *18*. Контакти реле $РВ_1$ замикають ланцюг живлення котушки проміжного реле $РП_2$, яке при вмиканні замикає електричне коло електрогідравлічного вентиля *21*. Масло підходить з торця до золотника управління *25*, який переміщується вліво й відкриває прохід для масла живильного насоса через золотникову коробку до порожнини фрикційної муфти *29* другого ступеня швидкості.

Водночас з увімкненням муфти другого ступеня швидкості золотник *25* з'єднує порожнину муфти першого ступеня швидкості зі зливом. В увімкненому положенні залишається лише другий ступінь швидкості.

У разі подальшого підвищенні швидкості руху тепловоза при напрузі тахогенератора, яка відповідає моменту перемикання передачі з другого на третій ступінь швидкості, спрацьовує відрегульоване на цю напругу вимірювальне реле $РВ_2$. Нормально замкнені контакти цього реле розривають коло живлення котушки проміжного реле $РП_1$, яке вимикаючись, розмикає коло електрогідравлічного вентиля *20*. Трубопровід, який підводить масло до торця золотника *22*, з'єднується зі зливом. Пружина *24* повертає золотник у вихідне положення, з'єднуючи порожнину фрикційної муфти *28* третього ступеня швидкості з магістраллю живильного насоса, а порожнину муфти *29* другого ступеня швидкості – зі зливом. На третьому ступені тепловоз здатний розвивати швидкість до 120 км/год.

Під час в'їзду тепловоза на важку ділянку колії його швидкість руху починає знижуватися. Знижується також і напруга тахогенератора, що

призводить до перемикання з вищих ступенів швидкості на нижчі в результаті спрацювання тих же механізмів у зворотному порядку.

Рухомий контакт перемінного опору *17* у колі шунтової обмотки збудження тахогенератора кінематично пов'язаний зі штурвалом машиніста *15*. Тому кожному положенню штурвала, а отже, й кожній частоті обертання колінчастого вала дизеля відповідає певна швидкість руху тепловоза, при якій відбуваються прямі та зворотні перемикання ступенів швидкості гідромеханічної передачі. При більшій частоті обертання колінчастого вала дизеля перемикання відбувається при більшій швидкості руху тепловоза.

На тепловозі ТГ100 всі чотири гідромеханічні передачі обох секцій обслуговуються одним комплектом автоматики. Комплект другої секції зазвичай переводиться в резервне положення.

13.5. Гідропередача ГДП-1000 дизель-поїздів ДР1, ДР1Г1 і ДР1А

Гідропередача складається з гідравлічної, механічної частин і системи автоматики. Гідравлічна частина складається з двох гідротрансформаторів першого ступеня *26* і другого ступеня *23* (рис. 13.7). Насосне колесо *25* приводиться в обертання від веденого вала *31* через підвищувальний редуктор. Подальший зв'язок їх з механічною частиною здійснюється за допомогою рідини, що передає свою кінетичну енергію турбінним колесам, які жорстко пов'язані з шестірнями I і II ступенів передач.

Увімкнення гідроапаратів проводиться шляхом почергового наповнення їх робочою рідиною (маслом), а вимикання – випорожненням.

У механічну частину гідропередачі входять I-ий і II-ий ступені підвищувальної та реверсивної передачі.

Реверсування передачі здійснюється за допомогою шестірень вторинного реверсного і роздавального *4* валів шляхом увімкнення в відповідне положення рухомої шліцьової муфти. Увімкнення муфт здійснюється за допомогою повітряних циліндрів через систему важелів.

Гідравлічна та механічна частини розташовуються в загальному корпусі гідропередачі *11*, який складається з чотирьох рознімних частин, з'єднаних між собою болтами та шпильками.

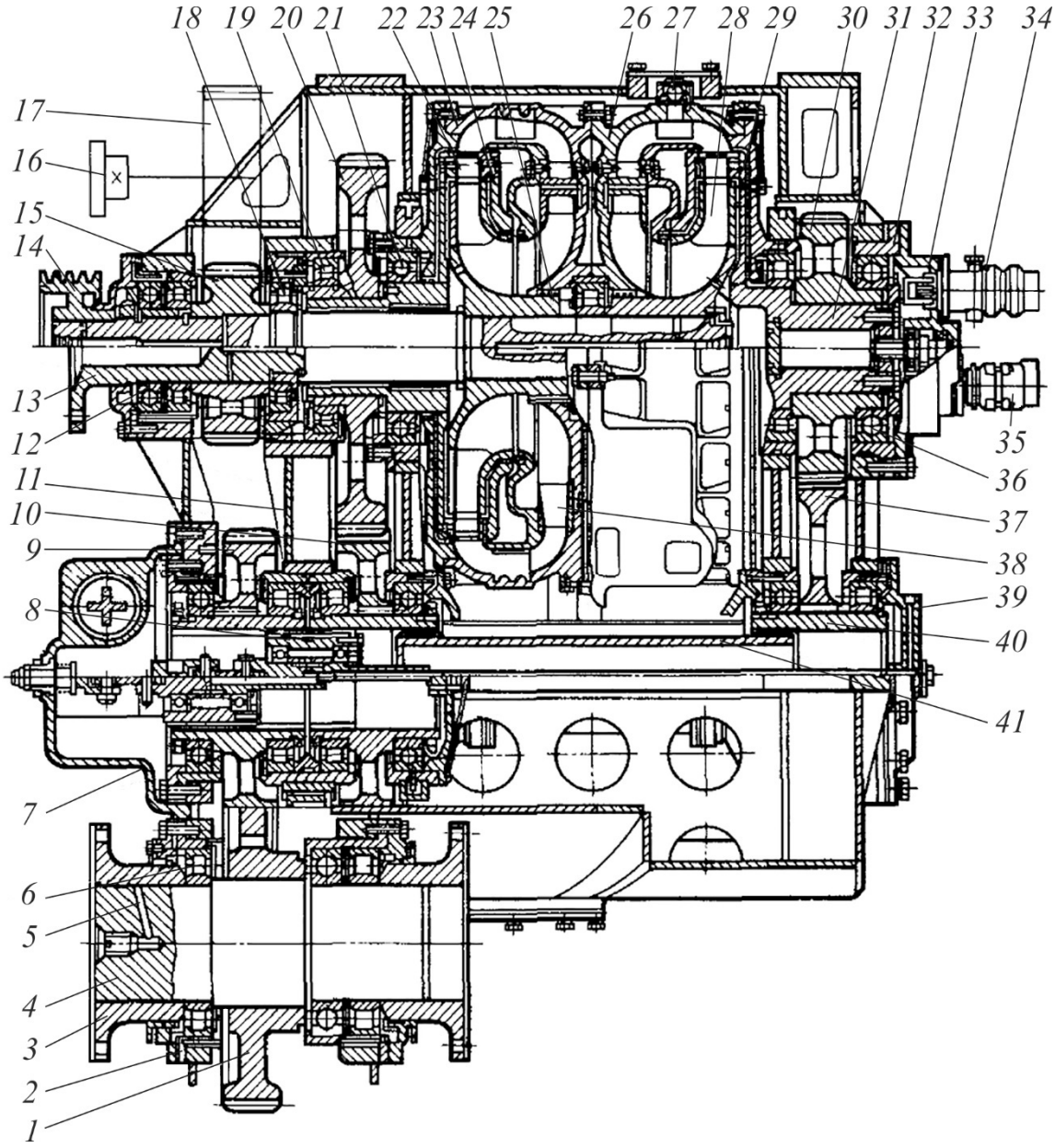


Рис. 13.7. Гідропередача ГДП-1000 дизель-поїзда ДР1А:

1, *8*, *9*, *10*, *15*, *17*, *20*, *30*, *37* – зубчасті колеса; *2*, *32* – обойми підшипникові; *3* – фланець; *4* – вал роздавальний; *5* – отвір для гідрознімання фланця; *6*, *12*, *18*, *19* – роликопідшипники; *7* – кришка реверсивної частини; *14* – шків приводу допоміжного генератора; *16* – вхідний вал; *21*, *36* – шарикопідшипники; *22* – лопатки турбінного колеса гідротрансформатора; *23* – корпус гідротрансформатора II ступеня; *24* – лабіринтове кільце; *25* – колесо насосне; *26* – корпус гідротрансформатора I ступеня; *27* – кульковий підшипник; *28* – лопатки насосного колеса; *29* – ведений диск гідротрансформатора I ступеня; *31* – вал ведений; *33*, *39* – кришки; *34* – клапан блокувальний; *35* – датчик швидкості; *38* – спрямовувальний апарат; *40* – втулка зубчаста; *41* – втулка з'єднувальна

Система автоматики здійснює автоматичне управління наповненням і випорожненням гідроапаратів. Командним пристроєм системи автоматики є електрична частина системи, а виконавчим – гідравлічна частина. Живлення гідроапаратів робочої рідиною та системи змащення підшипників і шестірень передачі здійснюється відцентровим живильним насосом. Подача масла для змащення під час руху дизель-поїзда з непрацюючим двигуном проводиться спеціальним шестірінчастим насосом, розташованим в нижній частині корпусу передачі.

Систему змащування складають трубопроводи та канали в корпусі, виїмки і отвори в стаканах.

Крутний момент вхідному валу *16* гідропередачі передається від колінчастого вала дизеля через пружну муфту. Зубчасте колесо *17* вхідного вала знаходиться в постійному зачепленні з зубчастим колесом *15* головного вала *13* і приводить його до обертання при працюючому двигуні.

Кінематична схема гідропередачі дизель-поїзда (рис. 13.8) включає в себе силову передачу, яка здійснює передачу крутного моменту від двигуна до осьових редукторів колісних пар, і допоміжну передачу, яка здійснює відбір потужності від елементів силової передачі на допоміжні потреби самої передачі та дизель-поїзда.

Силова передача складається з вхідного вала *11* з ведучою шестірнею *12*, головного вала *8*, який вмикає в себе ведену шестірню *10*, шестірні *18* і *28* гідротрансформаторів I і II ступенів передач; вторинного вала *30* з шестірнями *29* і *32*, що знаходяться в постійному зачепленні з шестірнями головного вала; реверсивного вала *45* з шестірнями *42* і *43*; роздавального вала *1* з шестірнею *3*, що знаходиться в постійному зачепленні з шестірнями *4* і *43*.

Допоміжна передача складається з вала відбору потужності *17* з шестірнею *16*, що знаходиться в постійному зачепленні з шестірнею *12*, і двох пар конічних шестірень *19*, *20* і *24*, *25*, через які здійснюється передача крутного моменту на вали приводів живильного *34* і відкачувального *33* насосів.

Відбір потужності від елементів передачі проводиться також безпосереднім підключенням насоса системи змащування *46* до роздавального вала через шестірню *44*. Привід компресора *14* і допоміжного генератора *6* на дизель-поїзді здійснюється від шківів, встановлених консольно відповідно на валу відбору потужності і на головному валу.

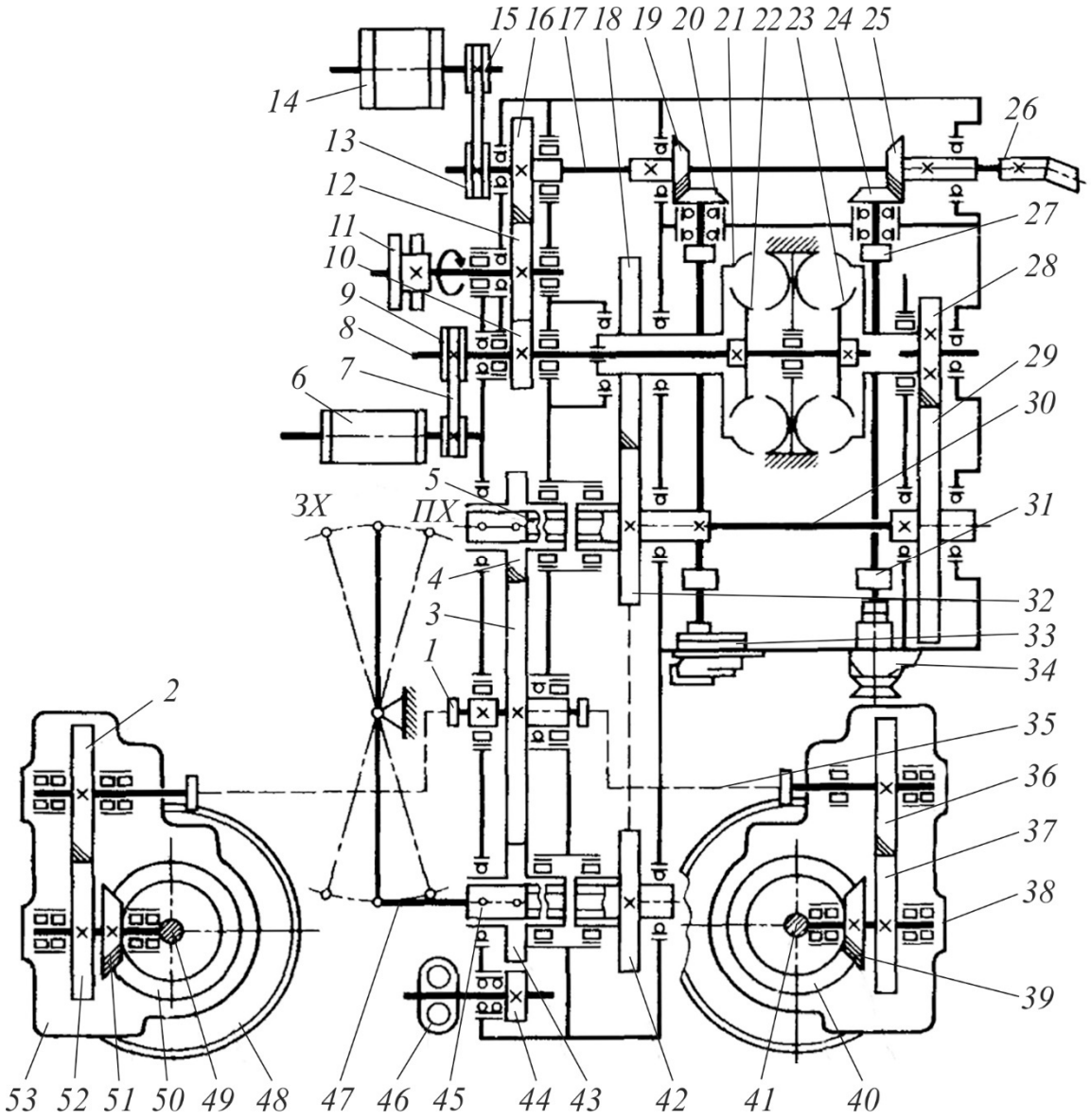


Рис. 13.8. Кінематична схема гідропередачі ГДП-1000 дизель-поїзда ДР1:
1 – роздавальний вал; *2*, *36* – ведучі зубчасті колеса циліндричного осьового редуктора; *3*, *4*, *10*, *12*, *16*, *18*, *19*, *20*, *24*, *25*, *28*, *29*, *32*, *42*, *43*, *44* – зубчасті колеса гідропередачі; *5* – муфта вторинного вала; *6* – допоміжний генератор (тільки для дизель-поїздів ДР1 і ДР1П); *7* – клинопасовий привід; *8* – вал головний; *9*, *13*, *15* – шківи; *11* – вал вхідний; *14* – компресор; *17* – вал відбору потужності; *21* – гідротрансформатор II ступеня; *22* – насосне колесо гідротрансформатора I ступеня; *26* – гідронасос; *27*, *31* – муфти з'єднувальні; *30* – вал вторинний; *33* – насос відкачує; *34* – насос живильний; *35* – карданний вал; *37*, *52* – зубчасті колеса ведені циліндричні осьового редуктора; *38*, *53* – корпуси осьового редуктора; *39*, *51* – зубчасті колеса провідні конічні; *40*, *50* – зубчасті колеса ведені конічні; *41*, *49* – осі колісних пар моторного візка; *45* – вал реверсивний; *46* – насос системи змащування гідропередачі; *47* – механізм перемикання реверсу; *48* – колісна пара

Передача крутного моменту відбувається наступним чином. Від двигуна через пружну муфту крутний момент передається на приводний вал і потім через підвищувальну пару шестірень до головного валу гідропередачі. З головного вала передача крутного моменту на вторинний вал і реверсивний може передаватися від гідротрансформатора I і II ступенів. Передача крутного момента на роздавальний вал здійснюється через шестірні заднього або переднього ходу реверсивного механізму *47*.

Під час руху дизель-поїзда «Вперед» зубчаста муфта *5* реверса з'єднає зубчасті колеса *4* і *32*. Обертальний момент передаватиметься роздавальному валу *1* через шестірні *28*, *29*, муфту реверсу *5*, шестірні *4* і *3* і далі на рушійні колісні пари з осьовими редукторами.

При русі в напрямку «Назад» зубчаста муфта *5* реверса переміститься вліво (по рис. 13.8), шестірні *32* і *4* роз'єднаються, а муфта реверсивного вала *45* з'єднає шестірні *43* і *42*.

Для зняття потужності з вала дизеля та передачі її на головний вал і вал відбору потужності гідропередачі служить **приводний вал**, який представляє собою вал-фланець з насадженими підшипниками та шестірнею. Вал через підшипники та стакани спирається на корпус гідропередачі. Шестірня насаджена на вал тепловим способом, фланець – методом масляного напресування. Вал має отвір і кільцеву канавку для спресовування шестірні за допомогою масла, що подається в зону з'єднання під тиском. Роликопідшипники насаджені на вал на тугий посадці, а в стакани – на ковзній й сприймають радіальні зусилля. Шарикопідшипник в стакані встановлений з зазором і призначений для сприйняття осьових зусиль.

Проставочне кільце між підшипниками та стаканом має отвори, через які з каналів корпуса подається масло для змащення підшипників. Стакан має отвори для зливу відпрацьованого масла. Для кріплення підшипників, захисту їх від пилу та для запобігання витоку масла до корпусу гідропередачі болтами прикріплена кришка з кільцевими канавками в комбінації з мастиловідбивним кільцем.

Головний вал (рис. 13.9) забезпечує автоматичну зміну швидкості руху поїзда в залежності від потужності, що знімається з вала двигуна та від опору руху поїзда з максимальним використанням потужності двигуна, встановленої контролером машиніста, а також забезпечує плавне рушання дизель-поїзда з місця.

Основними елементами вала є гідротрансформатори I і II ступенів і шестірні. Гідротрансформатори одноступінчасті (з одним турбінним

колесом) з двома спрямовувальними апаратами. Схема розташування коліс і лопаток в колі циркуляції представлена на рис. 13.10.

На насосному валі *2* (див. рис. 13.9) насаджені насосні колеса гідротрансформаторів *18* і *31*, шестірня *9*, шків *1* і втулка *7*. На турбінний вал *30* І-го ступеня насаджені роликопідшипник *32* і шестірня *33* І-го ступеня. На диску турбінного вала за допомогою штифтів і болтів укріплено турбінне колесо *29* першого гідротрансформатора з ущільнювальним диском *26*. На турбінний вал *16* ІІ-го ступеня насаджені шарикопідшипник *13*, шестірня *14* ІІ-го ступеня. На диску турбінного вала за допомогою болтів і штифтів укріплено турбінне колесо *17* другого гідротрансформатора з ущільнювальним диском *19*.

У корпусах гідротрансформаторів *23*, *27* є лопатки, що утворюють перший направляючий апарат. У виточки корпусів гідротрансформаторів встановлені та укріплені болтами спрямовувальні апарати *22* і *24*. До спрямовувальних апаратів на болтах укріплені тори *20*, *25*.

Кришки *15* і *28* гідротрансформатора, приєднані до корпусів болтами, є гніздами для підшипників *32* і *13* та спираються на стінки корпуса гідропередачі.

Насосний вал *2* через підшипники *8*, *10*, *21* і стакани *4*, *12*, а турбінні вали *16* і *30* через підшипники *11*, *13*, *32*, *37* і стакани *12*, *36* спираються на стінки корпуса гідропередачі. Підшипники на валах встановлені на тугий посадці з попереднім нагріванням в маслі до температури 90…100 °С. За зовнішньої обоймі підшипники встановлюють на вільній посадці, за винятком двох шарикопідшипників, розташованих в стаканах *4*, *36*, які поставлені з гарантованим зазором і призначені для сприйняття осьових зусиль.

Посадка насосних коліс *18*, *31*, шестірень *9*, *14*, *33* і втулки *7* на відповідний вал здійснена тепловим способом – шляхом нагрівання деталі, що охоплює до температури 200±10 °С. Для знімання встановлених деталей вали *2* і *30*, шестірня *14* мають спеціальні отвори для установки преса, яка подає масло в зону з’єднання під високим тиском. Шків *1* насаджений на вал *2* без нагріву за допомогою гідравлічного преса.

Проставочні кільця, встановлені між підшипниками, мають кільцеві канавки й отвори через які з каналів корпуса гідропередачі надходить масло до підшипників.

Масло до підшипників, встановлених в кришках *15*, *28*, надходить по отворах і виїмок в цих деталях і через пази мастиловідбівних шайб.

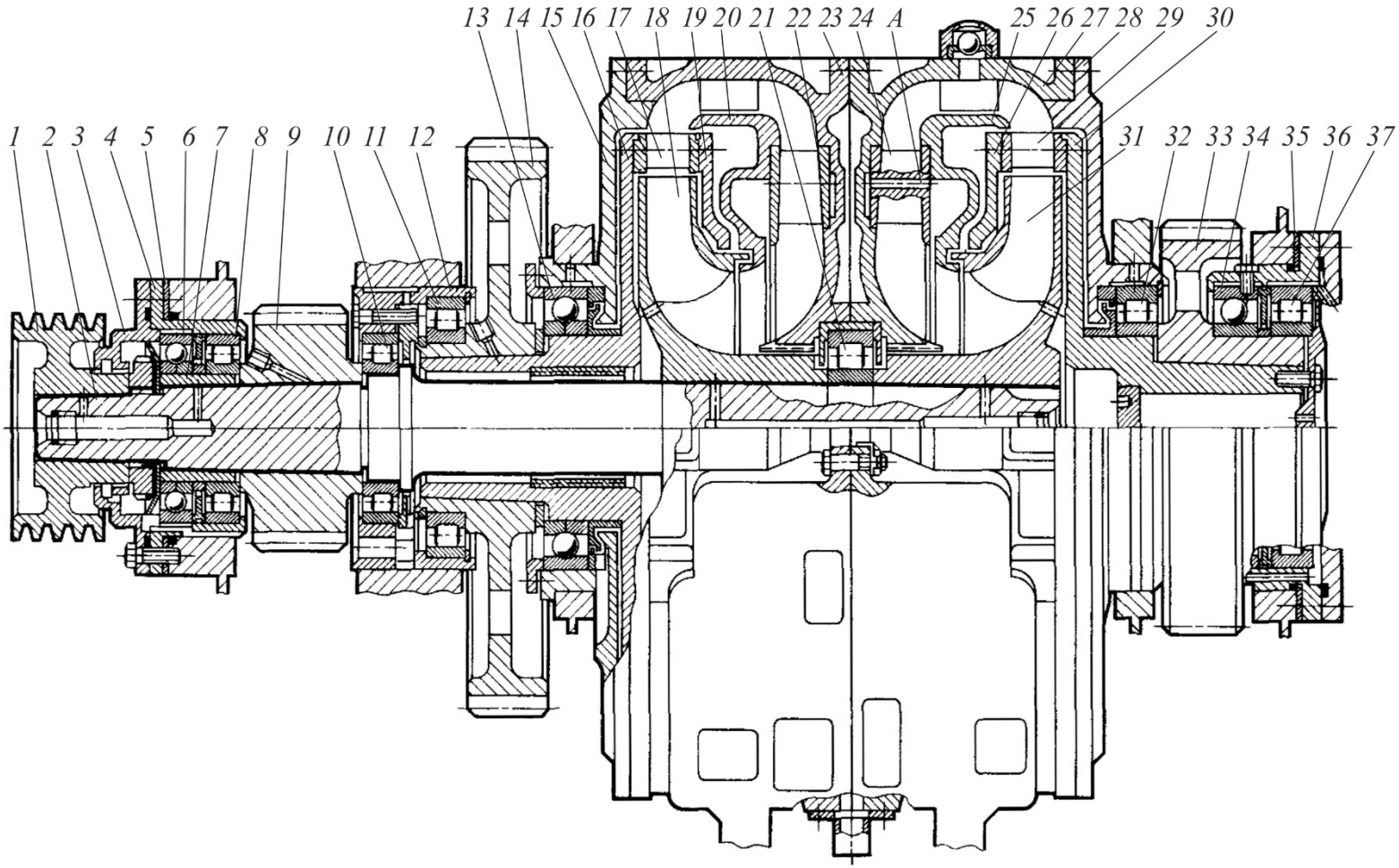


Рис. 13.9. Вал головний:

1 – шків; *2* – вал насосний; *3* – кришка; *4*, *12*, *36* – стакани; *5*, *35* – прокладки регулювальні; *6*, *13*, *34* – шарикопідшипники; *7* – втулка; *8*, *10*, *11*, *21*, *32*, *37* – роликопідшипники; *9*, *14*, *33* – шестірні; *15*, *28* – кришки гідротрансформаторів; *16*, *30* – вали турбінні; *17*, *29* – колеса турбінні; *18*, *31* – колеса насосні; *19*, *26* – диски ущільнювальні; *20*, *25* –тори; *22*, *24* – спрямовувальні апарати; *23*, *27* – корпуса гідротрансформаторів

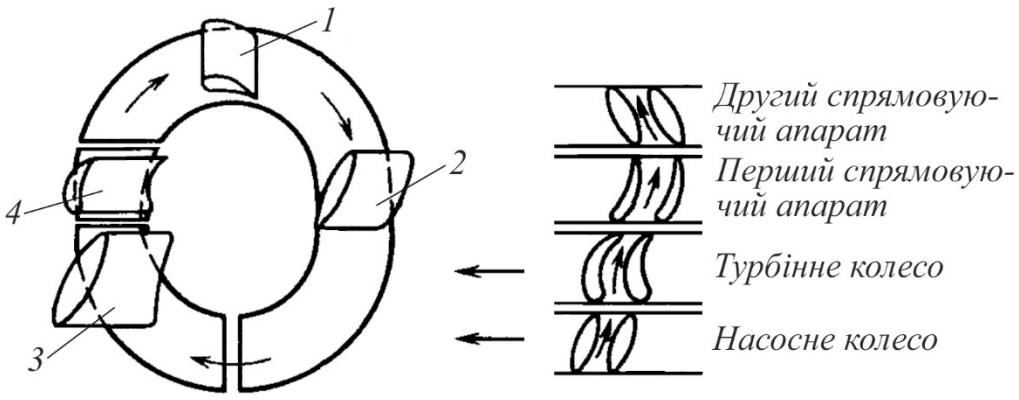


Рис. 13.10. Схема розташування коліс і лопаток:
1 – перший спрямовувальний апарат; *2* – другий спрямовувальний апарат; *3* – турбінне колесо; *4* – насосне колесо

Для зливу відпрацьованого масла стакани *4*, *12*, *36* мають отвори, розташовані в нижній частині.

Масло для змащення шестірень подається по спеціальних трубах системи змащування.

Прокладками *5* і *35* регулюють взаємне положення насосного та турбінного коліс гідротрансформаторів.

Вал *2* з насадженими на ньому насосними колесами приводиться до обертання через прискорюючу пару шестірень від колінчастого вала дизеля. Шестірня *33* І-го ступеня жорстко з'єднана з турбінним колесом першого гідротрансформатора, шестірня *14* ІІ-го ступеня жорстко пов'язана з турбінним колесом другого гідротрансформатора.

Під час зрушення дизель-поїзда з місця робоча рідина через золотникову коробку каналами корпуса *27* надходить в коло циркуляції першого гідротрансформатора. При цьому потужність передається вторинному валу шестірнею *33*.

У разі підвищенні швидкості руху дизель-поїзда перший гідротрансформатор спорожняється і одночасно наповнюється другий гідротрансформатор. При цьому потужність передається вторинному валу шестірнею *14*. Наповнення гідротрансформаторів маслом і спорожнення їх здійснюється автоматично.

Відведення теплоти від гідротрансформатора відбувається за рахунок безперервного зливу масла, що нагрілося, з кола циркуляції в картер і додавання більш холодного з картера. Злив проводиться двома шляхами: одна частина масла, що нагрілося, рухаючись по колу циркуляції, потрапляє через щілину між тором і спрямовувальним апаратом

у торову частину й далі через отвори *А* в лопатках, по каналах корпусу, трубі зливається в картер; інша частина нагрітого масла зливається в картер через лабіринтове ущільнення гідротрансформатора. Злив робочої рідини під час спорожнення кола циркуляції гідротрансформатора відбувається по каналу корпуса через золотникову коробку.

Ущільнення порожнин кіл циркуляції здійснюється застосуванням лабіринтових кілець і втулок з кільцевими канавками.

Для приводу живильного та відкачувального насосів й відбору потужності для потреб дизель-поїзда служить **вал відбору потужності** (рис. 13.11) збірної конструкції, до якої надходять: вали *4*, *7*, циліндрична шестірня *3*, дві пари конічних шестірень *5*, *6* і *8*, *9* зі спіральним зубом, вал *7* приводу живильного насоса з півмуфтами *18*, *20*, вал *22* привода відкачувального насоса з півмуфтами *20*, *21*. На валу *4* знаходиться шків *1* для відбору потужності на потреби дизель-поїзда. На валу *7* півмуфта *11* через півмуфту *12* здійснює привід гідронасоса.

Шків *1*, циліндрична шестірня *3*, конічна шестірня *9* і півмуфти *11* і *19* встановлені на вали на конусній посадці з гарантованим натягом, причому шків і півмуфти – методом гідравлічного напресування, а шестірні – за допомогою нагрівання до температури 180…200 °С. Демонтаж цих деталей здійснюють гідравлічним способом. Отвори для установки преса є на валах (для деталей *1*, *3*, *11* і *19*) і в маточині шестірні 9. Шестірня *5* зібрана в стакані *25* на двох шарикопідшипниках *26* і з'єднує шліцьові кінці валів.

Вали мають дві опори на шарикопідшипниках *13* і *29*, які утримують вали від поздовжнього переміщення.

Змащення шарикопідшипників здійснюється підведенням масла по каналах корпуса до виточок і отворів в стаканах 10, 25, 28. Змащування підшипників 16, 24 в стаканах 15 приводів насосів, а також зубів конічних шестірень здійснюється за допомогою спеціальних форсунок системи змащення гідропередачі. Ущільнення каналів змащування в стаканах здійснюється ущільнювальними гумовими кільцями.

Для закріплення підшипника *29* і ущільнення вала до корпусу гідропередачі болтами прикручена кришка *2* з ущільнюючим кільцем *30* і підтискним сальниковим ущільнювачем *31*. На кінцях валів приводів насосів знаходяться півмуфти: зверху – півмуфти *2*1, які запираються пружинним кільцем, внизу – півмуфти *18* і *21*, встановлені на штифтах, кінці яких розклепані.

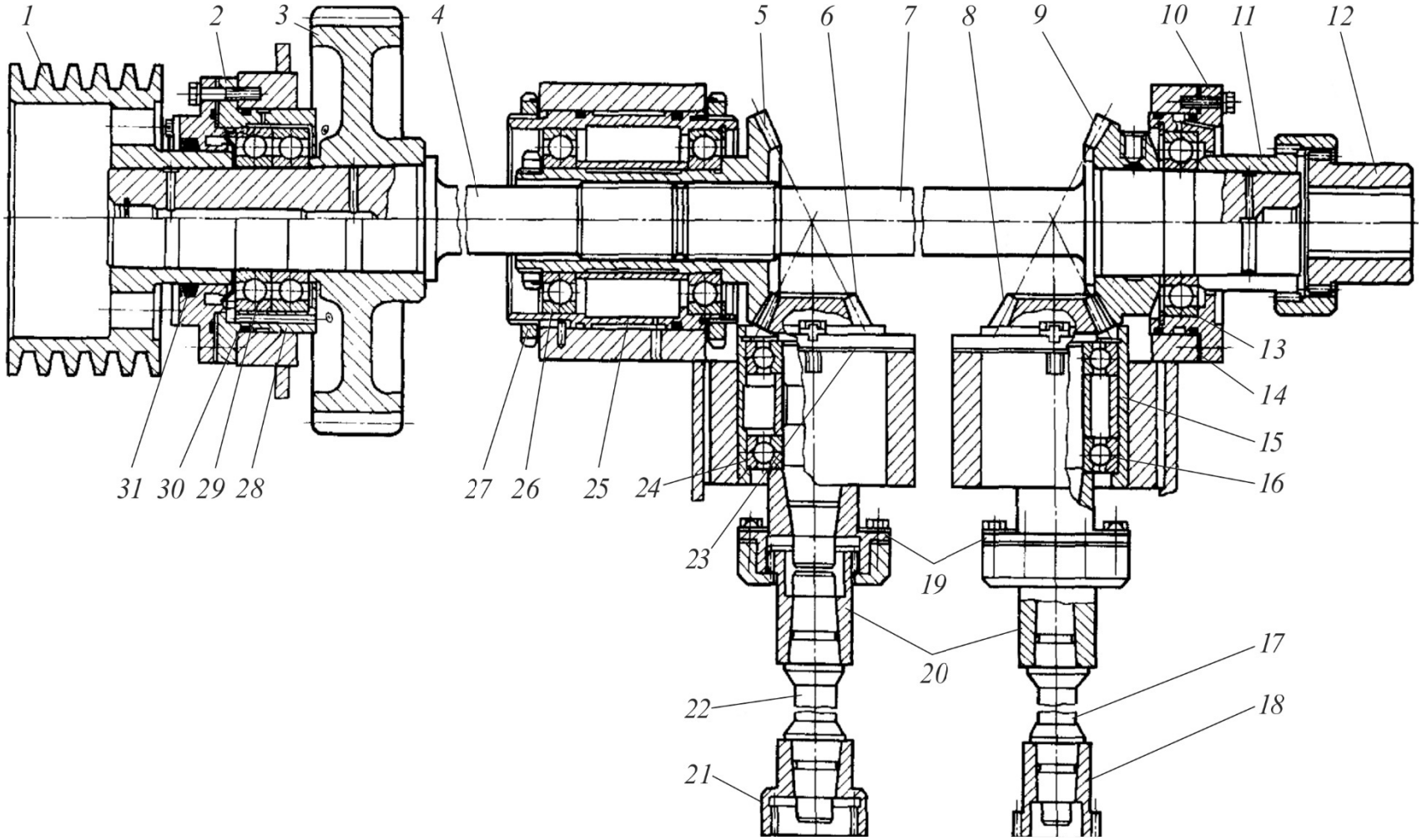


Рис. 13.11. Вал відбору потужності:

1 – шків; *2* – кришка; *3* – шестірня циліндрична; *4*, *7* – вали; *5*, *6*, *8*, *9* – шестірні конічні; *10*, *15*, *25*, *28* – стакани; *11*, *12*, *18*, *19*, *20*, *21* – півмуфти; *13*, *16*, *24*, *26*, *29* – шарикопідшипники; *14*, *23* – набір прокладок; *17* – вал привода живильного насоса; *22* – вал привода відкачувального насоса; *27* – гайка; *30* – ущільнююче кільце; *31* – ущільнення сальникове

Зачеплення конічних шестірень *8* і *9* регулюють поздовжнім переміщенням стаканів *10* і *15* за рахунок зміни товщини набору регулювальних прокладок *14* і *23*.

Зачеплення конічних шестірень *5* і *6* регулюють поздовжнім переміщенням стакана *15* за рахунок зміни товщини набору регулювальних прокладок *23* і переміщенням стакана *25* з подальшою фіксацією його круглими гайками *27* зі стопорними шайбами.

Для передачі потужності з головного вала на роздавальний та вмикання реверсу призначений **вторинний вал** (рис. 13.12), який представляє собою збірну конструкцію, в яку входять шестірні *4*, *6*, *11*, рухома муфта *18*, нерухома муфта *7* і пристрій для підводу масла.

Кожна шестірня конструктивно виконана з цапфами, якими через роликопідшипники, шарикопідшипники й стакани *3*, *5*, *10*, *12*, *17* спирається на стінки корпуса. Підшипники на цапфах встановлені на глухій посадці з нагріванням в маслі до температури 90…100 °С. Роликопідшипники *14* встановлені в стаканах *5*, *12* і сприймають радіальні зусилля. Шарикопідшипники *15* сприймають радіальні і осьові зусилля.

Стакани *3*, *5*, *10*, *12*, *17*, дистанційне кільце *19* мають отвори, через які з каналів корпуса масло надходить до підшипників.

Від подовжнього переміщення внутрішні обойми підшипників закріплені на цапфах шестірень півкільцями з бандажами або круглими гайками зі стопорними шайбами, а зовнішні обойми підшипників – кришками на болтах і пружинними кільцями. Для демонтажу підшипників шестірні мають отвори та виїмки, а стакани – виїмки в упорних бортах.

Шестірні *4*, *6* і *11* виконані з двома зубчастими вінцями. Шліфовані по всьому профілю з нахилом 10° зовнішні зуби шестірень мають модуль 8. Внутрішні зуби мають модуль 5. Шестірні *6* і *11* постійно з'єднані за допомогою нерухомої муфти *7*. Ведучою є шестірня *11*, якщо наповнений перший трансформатор, або шестірня *6*, якщо наповнений другий трансформатор. Рухома муфта *18* постійно знаходиться в зачепленні з шестірнею *4* і може переміщатися від дії повітряних циліндрів механізму перемикання та з'єднувати шестірню *4* з шестірнею *6*.

Змащування підшипників в рухомій зубчастій муфті відбувається через канали й отвори в кришці *13*, штуцерне з'єднання та трубчастий наконечник. Нерухома муфта *7* знаходиться в постійному зачепленні з внутрішніми зубчастими вінцями шестірень *6* і *11* та служить для передачі крутного моменту з шестірні *11* до шестірні *6*.

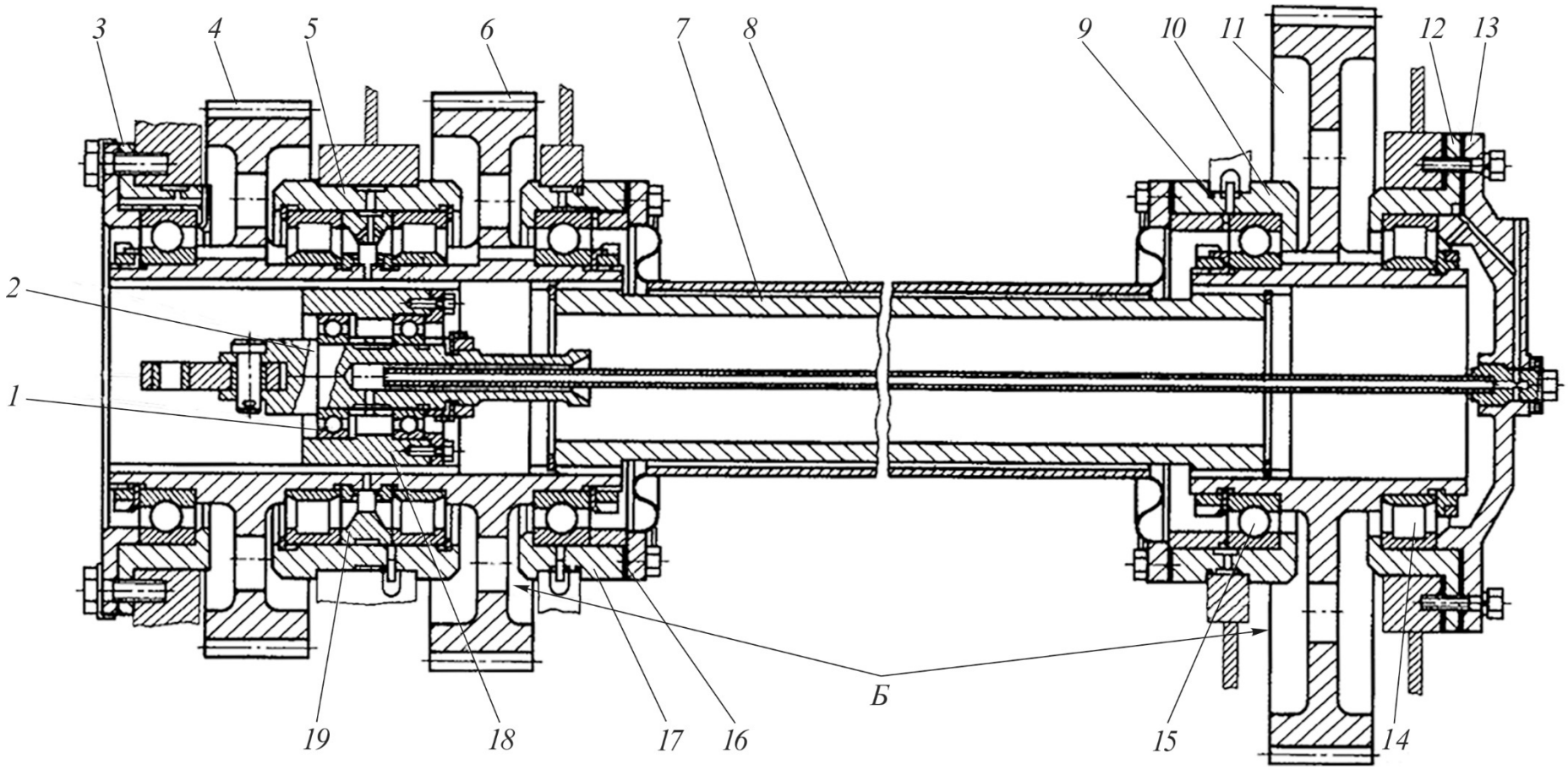


Рис. 13.12. Вал вторинний:

1, *15* – кулькові підшипники; *2* – вісь; *3*, *5*, *10*, *12*, *17* – стакани; *4*, *6*, *11* – шестірні; *7* – муфта нерухома; *8* – кожух; *9* – кільце ущільнювача; *13* – кришка; *14* – роликопідшипник; *16* – прокладка; *18* – муфта рухома; *19* – кільце дистанційне

Від подовжнього переміщення шліцьовий вал закріплений пружинними кільцями. Для запобігання попадання масла в порожнині *Б* встановлені кожух *8* і кільця ущільнювачів *9*.

Для передачі потужності від вторинного вала на роздавальний і реверсування руху служить **вал реверсу** (рис. 13.13), що являє собою збірну конструкцію, в яку входять шестірні *9*, *11*, рухома муфта *1* і пристрій для підведення масла *6*.

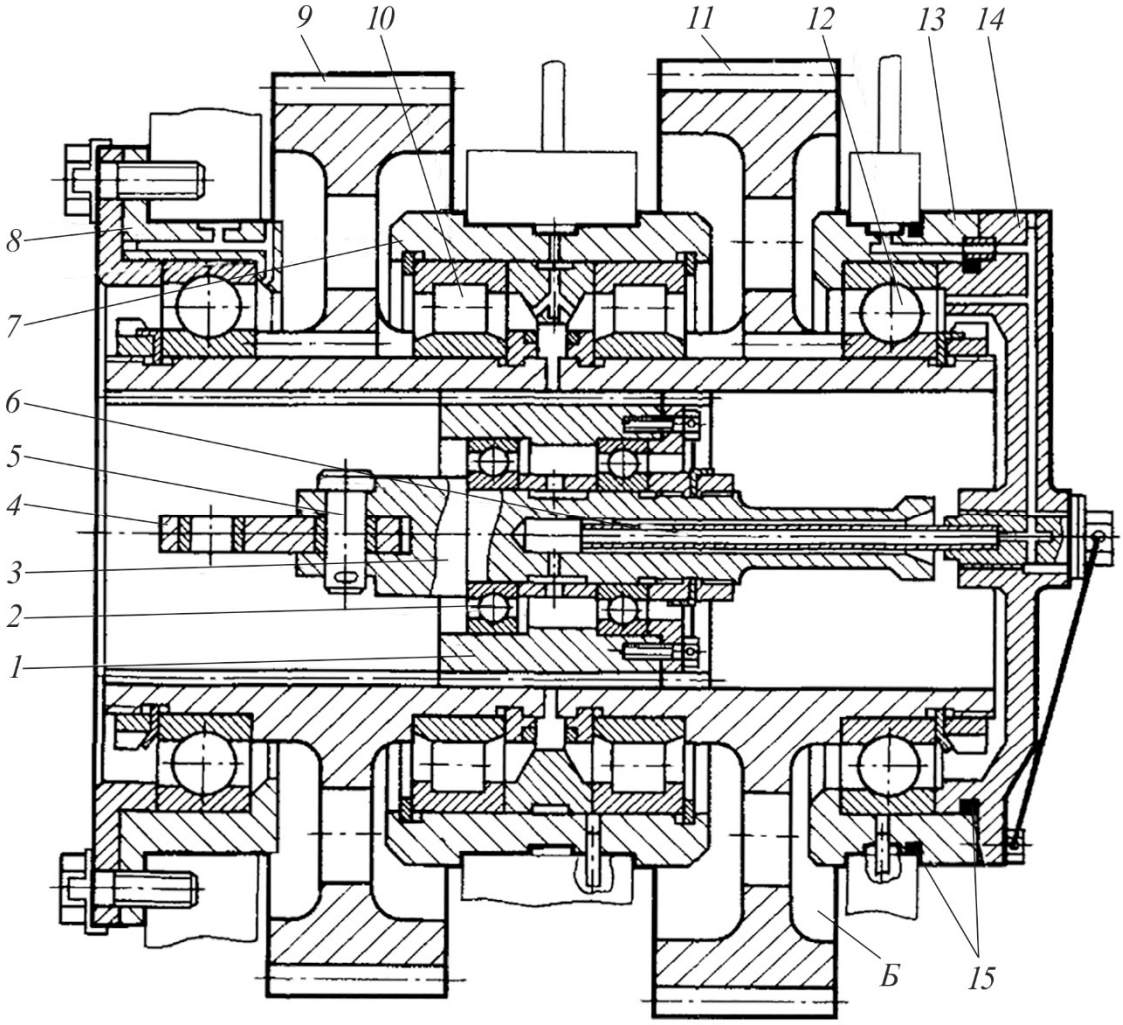


Рис. 13.13. Вал реверсу:

1 – муфта рухома; *2*, *12* – шарикопідшипники; *3* – вісь; *4* – сережка; *5* – валик; *6* – пристрій для підводу масла; *7*, *8*, *13* – стакани; *9*, *11* – шестірні; *10* – роликопідшипник; *14* – кришка; *15* – кільце ущільнююче

Кожна шестірня конструктивно виконана з цапфами, якими через роликопідшипники *10*, шарикопідшипники *12* і сталеві стакани *7*, *8*, *13* спирається на корпус. Підшипники на цапфах встановлені на глухій

посадці з нагріванням в маслі до температури 90…100 °С. Роликопідшипники *10* в стакані встановлені на ковзної посадці і сприймають тільки радіальні зусилля. Шарикопідшипники призначені для сприйняття радіальних і осьових зусиль. Стакани *7*, *8*, *13* мають отвори для змащування та зливу відпрацьованого масла.

Від подовжнього переміщення внутрішні обойми підшипників закріплені на шийках шестірень півкільцями з бандажами або круглими гайками зі стопорними шайбами, зовнішні обойми – кришками на болтах або пружинними кільцями. Для демонтажу підшипників шестірні мають отвори і виїмки. Зуби шестірень (модуль 8) шліфовані по всьому профілю і мають нахил 10°.

Усередині вала поміщена рухома муфта *1*, що має один зубчастий вінець, який знаходиться в постійному зачепленні з шестірнею *9*. Під дією механізма перемикання реверсу муфта може переміщатися і входити в зачеплення з шестірнею *11*.

Рухома муфта встановлена на осі *3*, яка з'єднана через сережку *4* з механізмом перемикання реверсу.

Пристрій підводу масла *6* до підшипників *2* розміщено в кришці *14*.

Масло до підшипників *10*, *12* надходить через стакани *7*, *8*, *13*, а до підшипників *2* рухомий муфти – через канали та отвори в кришці *14*, штуцерне з'єднання та трубчастий наконечник.

Масло від живильного насоса по каналах корпуса гідропередачі проходить через отвори в корпусі. При підвищенні тиску в системі понад 0,2 МПа клапан відкривається і частина масла з-під відкритого клапана зливається в картер. При падінні тиску нижче 0,2 МПа клапан під дією пружини закривається, припиняючи зливання масла в картер. Зусилля пружини клапана передається через шпильку, шайбу і гайку. Другою опорою для пружини є упорна шайба, яка спирається на виступ корпуса клапана. Щільність клапана досягається його притиранням до сідла.

Ущільнення підпірного клапана по корпусу досягається гумовим кільцем ущільнювача *15* круглого перетину і прокладкою. Зовні клапан закритий фланцем труби, по якій надходить масло.

Система змащення зубчастих коліс і підшипників. Зубчасті колеса і підшипники гідропередачі (рис. 13.14 і 13.15) змащуються робочою рідиною – маслом, що заливають в картери через заправну горловину, в якій вмонтовані фільтр і суфлер.

Пройшовши фільтр, масло заповнює масляний картер гідроапаратів *15* до рівня зливного вікна, після чого зливається в масляний картер редуктора *1*. При досягненні рівня контрольної пробки *20* заливання масла припиняють. Заправний обсяг масла буде складатися з обсягу масла, залитого в верхній картер, обсягом 190 л, і обсягу масла, залитого в нижній картер, обсягом 40 л.

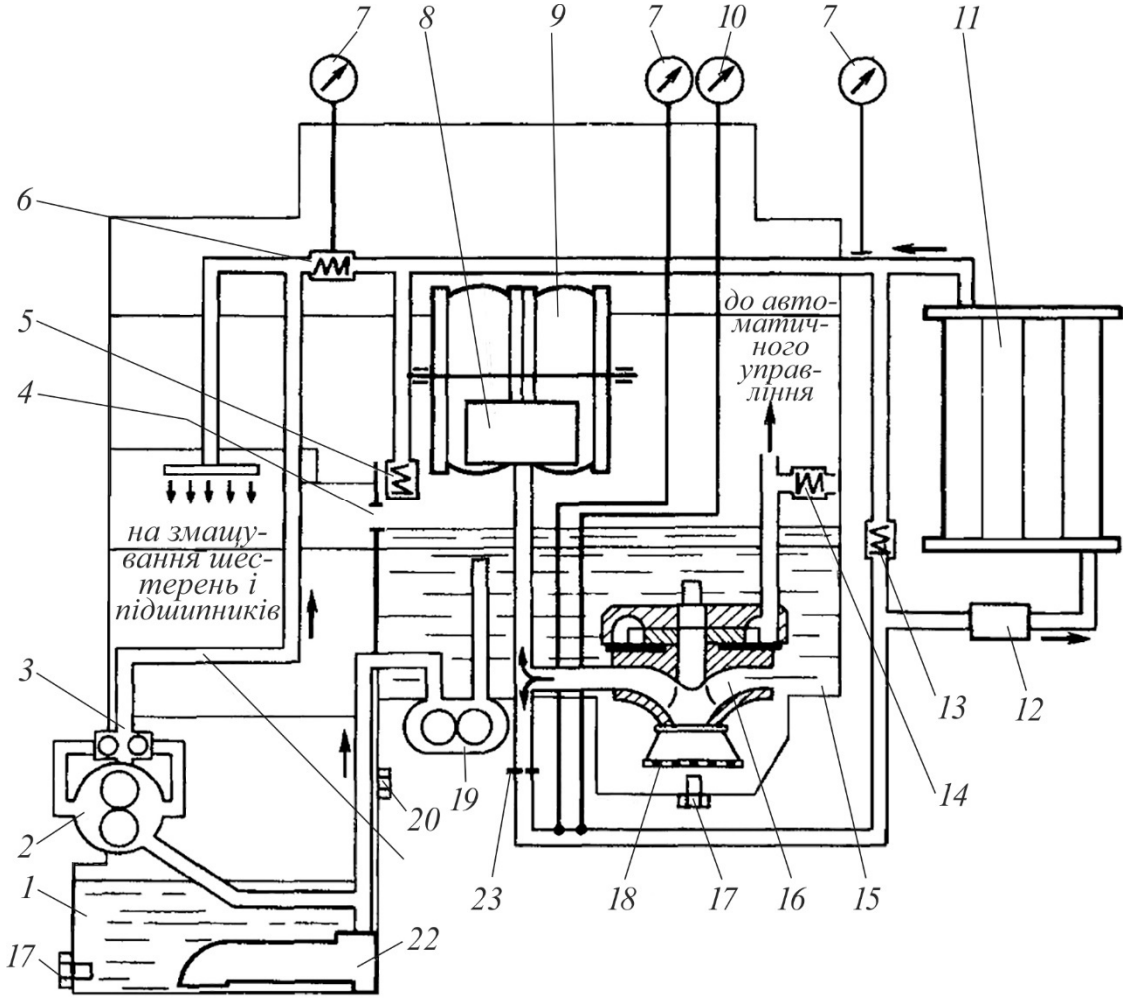


Рис. 13.14. Принципова схема системи змащення:

1 – картер редуктора; *2* – насос системи змащування; *3* – клапан кульковий; *4* – вікно зливне; *5* – клапан підпірний; *6* – клапан зворотний; *7* – манометри; *8* – коробка золотникова; *9* – блок гідротрансформаторів; *10* – термометр; *11* – холодильник; *12* – фільтр; *13* –клапан перепускний; *14* – клапан запобіжний; *15* – картер гідроапаратів; *16* – насос живильний; *17* – клапан зливний; *18* – сітка живильного насоса; *19* – насос відкачувальний; *20* – пробка контрольна; *21* – труба підводу масла; *22* – фільтр відкачувального насоса; *23* –дросельна шайба

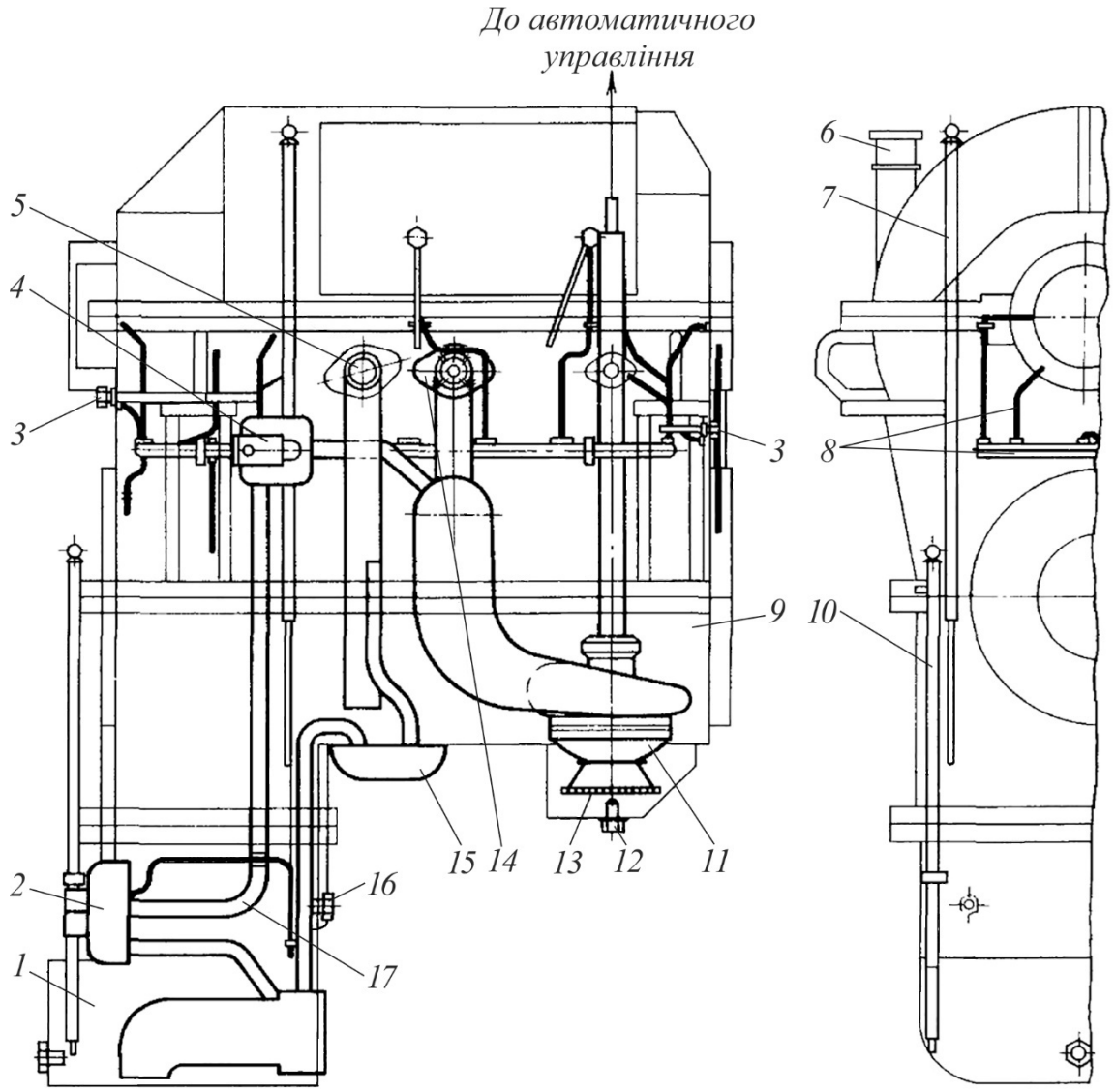


Рис. 13.15. Система змащення гідропередачі:

1 – картер редуктора; *2* – насос системи змащення; *3* – форсунка; *4* – клапан зворотний; *5* – клапан підпірний; *6* – горловина заливальна; *7* – масломір верхнього картера; *8* – трубопровід системи змащення; *9* – картер гідроапаратів; *10* – масломір нижнього картера; *11* – насос живильний, *12* – клапан зливний; *13* – сітка живильного насоса; *14* – золотникова коробка; *15* – насос відкачувальний; *16* – пробка контрольна; *17* – труба підводу масла; *18* – фільтр відкачувального насоса

В процесі експлуатації гідропередачі необхідно постійно підтримувати нормальний рівень робочої рідини (масла), перевірку якого ведуть по масломіру нижнього картера *7*. Для цього гідропередача повинна пропрацювати на холостому ході 3…5 хв. Замір масла здійснюють після зупинки гідропередачі і витримки в 2…3 хв. Для перевірки наявності масла в верхньому картері гідропередачі є також масломір.

У систему змащування (див. рис. 13.14) входять наступні вузли:

– відцентровий живильний насос *16* для подачі масла в гідроапарати і трубопровід системи змащення;

– шестірінчастий відкачувальний насос *19* для перекачування масла з нижнього картера *1* в верхній картер *15*;

– масляний фільтр *22* для грубого очищення масла через сітку і через магнітне поле;

– насос системи змащування *2* для подачі масла в мастильні канали при проходженні дизель-поїзда в холодному стані (коли він рухається в складі поїзда з непрацюючим двигуном);

– канали, трубопровід і форсунки для подачі масла до точок змащення;

– підпірний клапан *5* для зливу надлишку масла з каналів змащування гідропередачі в верхній картер *15* при перевищенні встановленого тиску 0,15…0,2 МПа в каналах змащування.

Змащування зубчатих коліс і підшипників передачі здійснюється наступним чином. При обертанні приводного вала передачі працюють живильний насос *16* і відкачувальний насос *19*. Масло з масляного картера *15* через сітку *18* насоса всмоктується живильним насосом *16* і по каналах частина його подається в блок золотників живлення гідроапаратів, а частина по каналу подається в холодильник *11*.

Клапан *13* і фільтр *12* встановлюють в системі маслопроводу дизель-поїзда. При проході повз холодильник масло повинно пройти перепускний клапан *13*. Після виходу з холодильника *11* або від перепускного клапана *13* масло через підпірний клапан *5* надходить в мастильні канали коробки передач. По змащувальному трубопроводу масло надходить до форсунок для змащення зубчастих коліс і в канали корпусів і стаканів для змащення підшипників.

Відпрацьоване масло після змащення та охолодження зубчастих коліс і підшипників стікає в картер *1*, звідки, пройшовши фільтр відкачувального насоса, відкачується насосом *19* в картер *15*. Таким чином, при роботі живильного насоса *16* насос системи змащування *2* працює «вхолосту», так як масло з картера редуктора *1* постійно відкачується насосом *19*. При транспортуванні дизель-поїзда в холодному стані, коли обертається нижній роздавальний вал, а живильний насос не працює, насос системи змащування працює, отримуючи обертання від шестірні роздавального вала.

Насос *2* всмоктує масло через фільтр *22* і через клапан *3* подає його по каналах і трубопроводу до точок змащення. У цьому випадку масло

через холодильник *11* не проходить, так як клапан *6* є запірним. Масло після змащення зубчастих коліс і підшипників стікає назад в картер *1*. Для зливу масла при заміні служать зливні клапани *17* в картері *1* і в картері *15*.

Тиск масла в системі змащення регулюють зусиллям затяжки пружини клапана *5* і дросельної шайби *23*.

Маслопровід системи змащення складається з труб, вварених в корпус гідропередачі, каналів, свердліннях і фрезеруваннях в роз'ємах корпуса, трубопровода та форсунок для підведення масла до точок змащування. По каналах, фрезерованим в площинах роз'єму, і трубопроводах масло надходить до всіх підшипників через свердління в стаканах.

Фільтр відкачувального насоса (рис. 13.16), розміщений в нижньому картері і призначений для очищення масла, що надходить до відкачувального насоса та насоса системи змащення, складається з двох різних за принципом дії частин – магнітної та сітчастої.

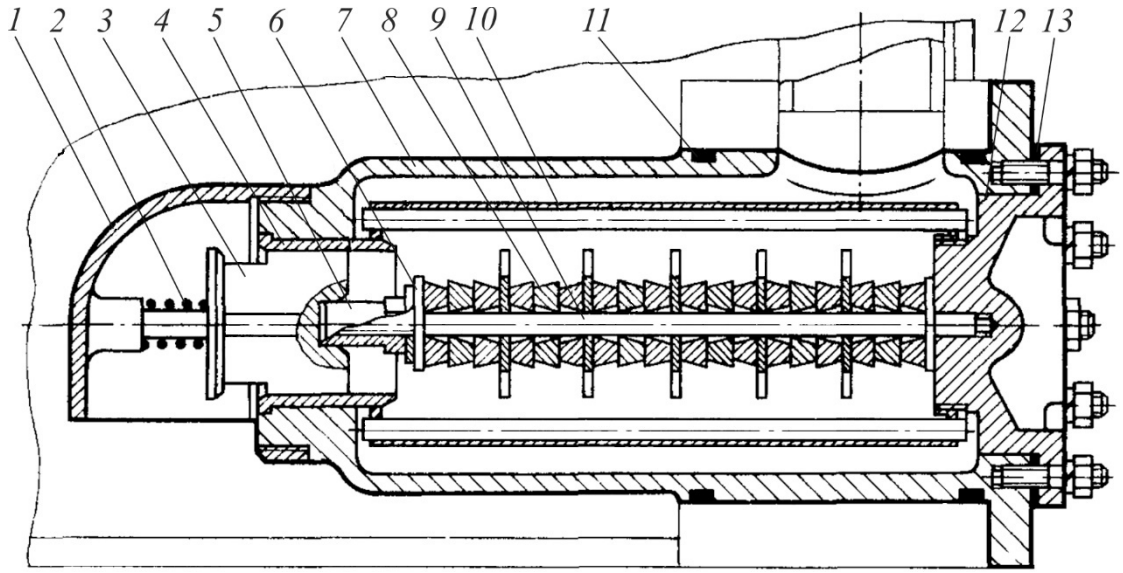


Рис. 13.16. Фільтр відкачувального насоса:
1 – патрубок всмоктувальний; *2* – пружина клапана; *3* – клапан; *4* – втулка; *5* – гайка; *6* – шайба; *7* – корпус фільтрів; *8* – магніти; *9* – стрижень; *10* – сітка; *11* – ущільнююче кільце; *12* – кришка; *13* – прокладка

Магнітна частина очищає масло від сталевої стружки та пилу, а сітчаста – від металевих і неметалевих (немагнітних) включень.

Магнітна частина складається з магнітів *8*, виготовлених зі спеціальної магнітної стали й зібраних на латунному стрижні *9*. Між магнітами прокладені сталеві шайби.

У сітчасту частину фільтра входять металева сітка *10* і зварений каркас.

Магнітна частина прикручена до кришки *12* стрижнем *9* і гайкою *5*.

Кришка з елементами, що фільтрують за допомогою шпильок прикріплена до чавунного корпуса *7*. На різьбову частину корпуса *7* навернений всмоктувальний патрубок *1*. У циліндричне розточування корпуса *7* запресована втулка *4*, що є гніздом клапана *3* і опорою фільтруючих елементів. Клапан *3* закривається під дією пружини *2* при знятті фільтруючих елементів для очищення і запобігає витіканню масла з картера.

Ущільнення по корпусу фільтра здійснено прокладкою *13*, а також й кільцями ущільнювачів *11*.

Електропневматичний вентиль (рис. 13.17) встановлюють на кронштейнах бокового листа верхньої кришки корпуса передачі для впуску повітря в циліндри перемикання реверсора. Повітря до вентилів подається з магістралі по трубопроводу через штуцер *5*.

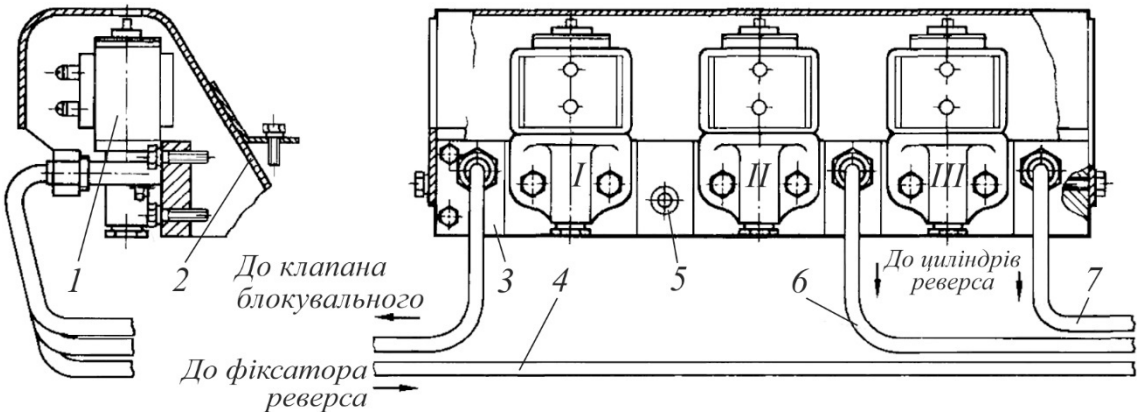


Рис. 13.17. Установка електропневматичних вентилів:
1 – вентиль електропневматичний; *2* – кожух; *3* – кронштейн; *4*, *6*, *7* – трубопроводи; *5* – штуцер

Під час проходження струму по котушці вентиля *1* він спрацьовує, і впускний клапан пропускає повітря в циліндр фіксатора механізма перемикання реверсора тільки при зупиненому дизель-поїзді.

Потрібний напрямок руху дизель-поїзда (вперед, назад) забезпечується подачею струму на вентилі *II* і *III*, які сполучають магістраль управління з відповідним повітряним циліндром привода реверсора.

Механізм перемикання реверса (рис. 13.18) виконаний з механічним блокуванням без нейтрального положення. Усередині вала реверсора і вторинного вала знаходяться шліцьові муфти, які здійснюють перемикання реверсора. Шліцьові муфти через сережку і вісь шарнірно з'єднані з хитним важелем *5* механізма перемикання реверсора. При подачі стисненого повітря в один з циліндрів поршні *8* і *12* пересуваються відповідно вліво і вправо й через хитний важіль *5* і муфти вмикають передній або задній хід. Подача повітря в циліндри корпуса здійснюється через калібровані отвори штуцерів *6*, *14*, які вкручені в кришки циліндрів *7*, *13*.

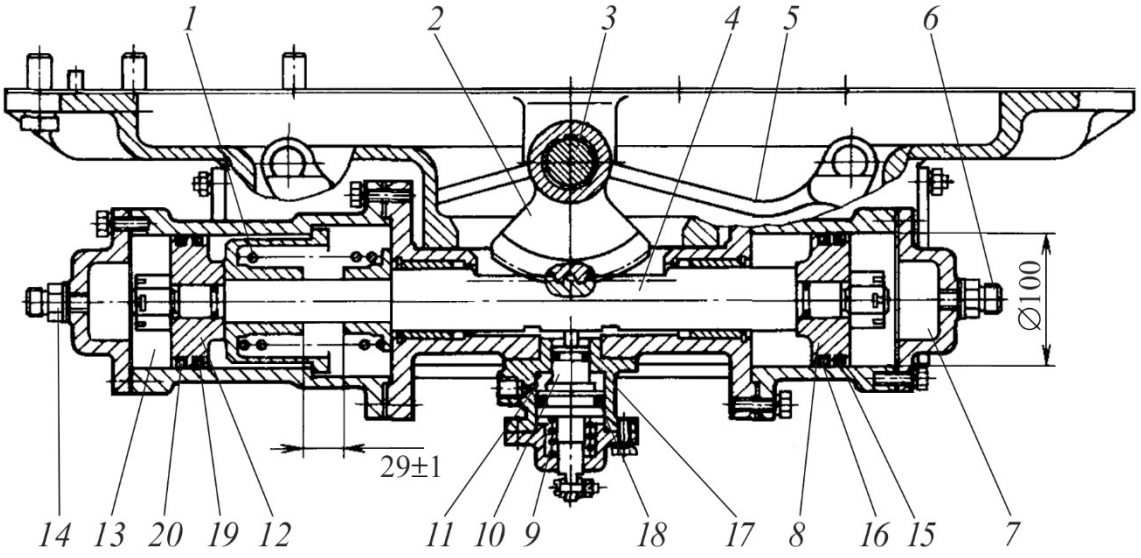


Рис. 13.18. Механізм перемикання реверса:

1, *9* – пружина; *2* – сектор; *3* – вал; *4* – рейка; *5* – важіль; *6*, *14* – штуцер; *7*, *13* – циліндри; *8*, *12* – поршень; *10* – фіксатор поршня; *11* – циліндр фіксатора; *15*, *17*, *18*, *20* – манжета; *16*, *19* – кільце змащувальне

За рахунок зменшення швидкості подачі повітря важіль *5* плавно вмикає муфту в зачеплення з шестірнею. При цьому пом'якшуються удари при увімкненні шліцьових муфт. Для виключення можливості вимикання реверсора на ходу поршень замикається фіксатором *10*. При повністю увімкненому положенні муфти поршень фіксатора під дією пружини *9* входить в один з пазів поршня, замикаючи його, а отже, і муфту в цьому положенні. При перемиканні стиснене повітря через

електропневматичний вентиль по команді з пульта управління через отвір штуцера, вкрученого в корпус фіксатора, надходить в циліндр фіксатора *11* і змушує поршень фіксатора 10 відімкнути механізм.

Нейтральне положення реверсора фіксується спеціальним болтом, який вкручений в рукоятку ручного перемикання.

Гідропередача обладнана блокуючим пристроєм, що не дозволяє перемикати реверсор під час руху локомотива. Система блокування перемикання складається з **клапана блокувального** (рис. 13.19), фіксаторів механізма перемикання реверсора гідропередачі та рукоятки реверсора дизель-поїзда.

Блокувальний клапан включається в пневматичну систему управління дизель-поїздом так, що порожнина *А* сполучається з головною повітряною магістраллю при вмиканні електропневматичного вентиля. Порожнина *Б* сполучена з циліндрами фіксаторів, порожнина *В* постійно сполучена з атмосферою. Порожнини *Б* і *В* сполучаються між собою через свердління в золотнику *2* при відсутності стисненого повітря в порожнині *А*.

Клапан встановлений на корпусі привода датчика швидкості так, що між наконечником *29* і шайбою *30*, закріпленої на турбінному валу першого гідротрансформатора, витриманий зазор 1…1,2 мм. Коли в порожнині *А* клапана з'являється надлишковий тиск з головної повітряної магістралі, втулка *7* рухається вниз з клапаном *10* і золотником *2*. При цьому клапан *10* притиснутий пружиною *11* до свого сідла у втулці *7*, а золотник пружиною *8* через штифт *4* притиснутий до упору у втулці. Спільний рух відбувається до тих пір, поки вибереться зазор 1…1,2 мм між наконечником *29* і шайбою *30*. Подальша робота клапана залежить від того, чи обертається шайба.

При обертанні шайбі *30* наконечник *29* захоплюється силою тертя в місці зіткнення з шайбою і відхиляється (в сторону обертання шайби) на валику 23.

Золотник *2* переміщається з втулкою *7* до упору втулки в стакан *19*. Болт *17*, що входить в паз втулки *7*, оберігає її від провертання. Клапан *10* залишається притиснутим пружиною *11* до сідла втулки. Стиснене повітря в порожнину *Б* не надходить. Порожнини *Б* і *В* сполучені з атмосферою.

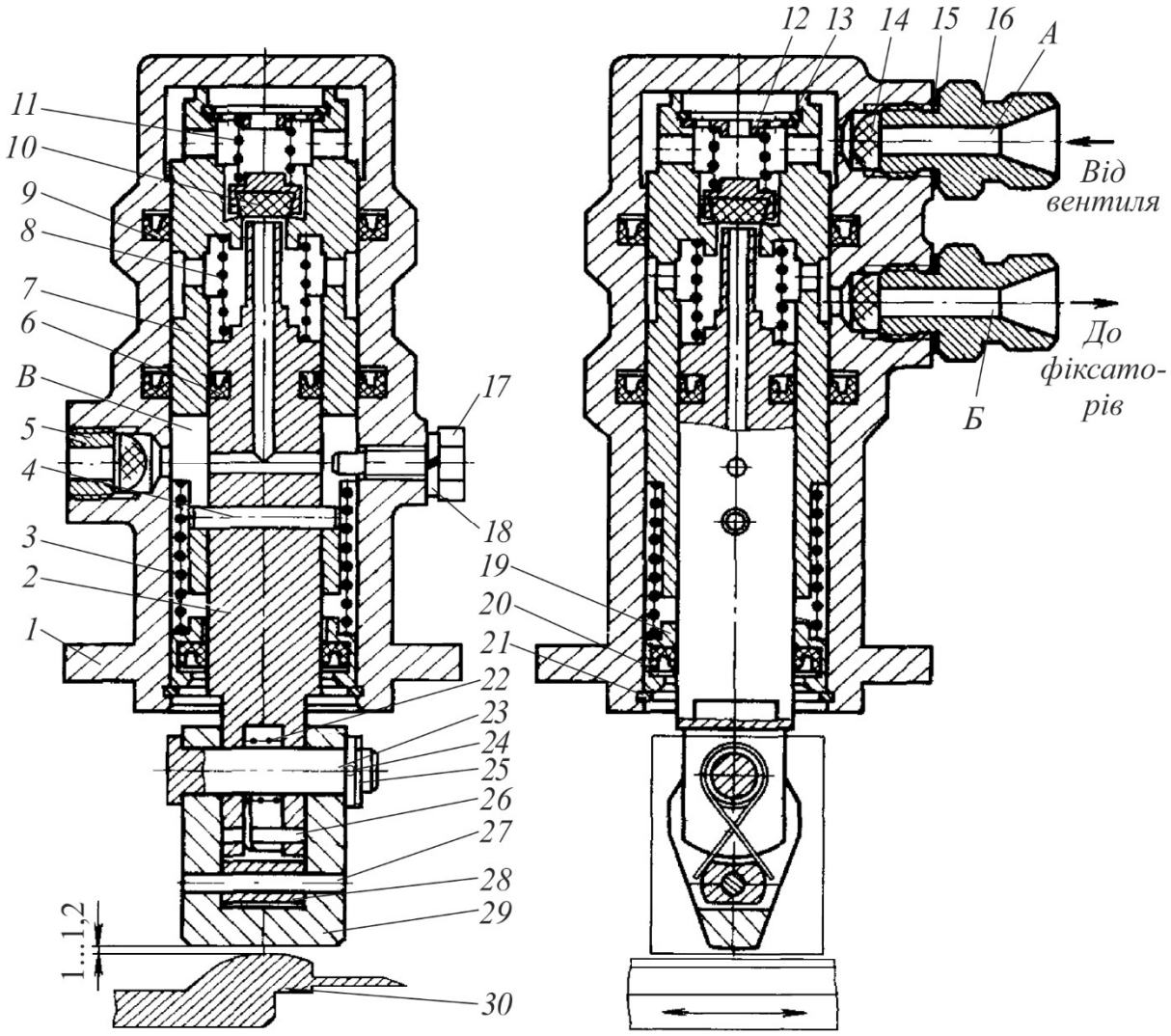


Рис. 13.19. Клапан блокувальний:

1 – корпус; *2* – золотник; *8*, *11*, *22* – пружина; *4*, *26*, *27* – штифт; *5* – пробка; *6*, *9*, *20* – манжета; *7*, *25* – втулки; *10* – клапан; *12* – кришка; *13*, *21* – кільце пружинне; *14* – сітка в зборі; *15* – прокладка; *16* – штуцер; *17* – болт; *18* – шайба пружинна; *19* – стакан; *23* – валик; *24* – шплінт; *25*, *30* – шайби; *29* – наконечник

Таким чином, при обертанні шайбі *30*, тобто під час руху дизель-поїзда, клапан не пропускає стиснене повітря до пневматичних циліндрів фіксаторів. При нерухомому поїзді шайба *30* обертається. Як тільки наконечник *29* упреться в шайбу, золотник *2* зупиняється, а втулка *7* з клапаном *10* продовжують рухатися, стискаючи пружини *3* і *8* до тих пір, поки втулка не упреться в стакан *19*. При цьому хвостовик золотника піднімає клапан *10*, і стиснене повітря з порожнини *А* проходить в порожнину *Б*. Порожнини *Б* і *В* розділені клапаном *10*.

Як тільки шайба *30* почне обертатися, подача повітря до циліндрів фіксаторів припиняється, тому що пружина *8* відпустить золотник, клапан *10* сяде на сідло втулки *7* і порожнину *Б* через свердління в золотнику сполучиться з порожниною *В* і атмосферою. Повітря з пневмоциліндра фіксатора вийде в атмосферу.

При припиненні подачі повітря в порожнину *А* і сполученні її з атмосферою всі елементи клапана повертаються в початкове положення.

Клапан вихрового насоса (рис. 13.20) призначений для забезпечення тиску в системі управління не більше 0,55 МПа. При більшому тиску масло, долаючи зусилля пружини *2*, відкриває клапан і зливається в картер гідропередачі. У корпус *5* клапана поміщений золотник *3* з пружиною *2*. До корпуса болтами *8* через прокладку *6* прикріплена кришка *1*. Ущільнення між корпусом клапана та корпусом гідропередачі здійснюється ущільнювальним кільцем *4*.

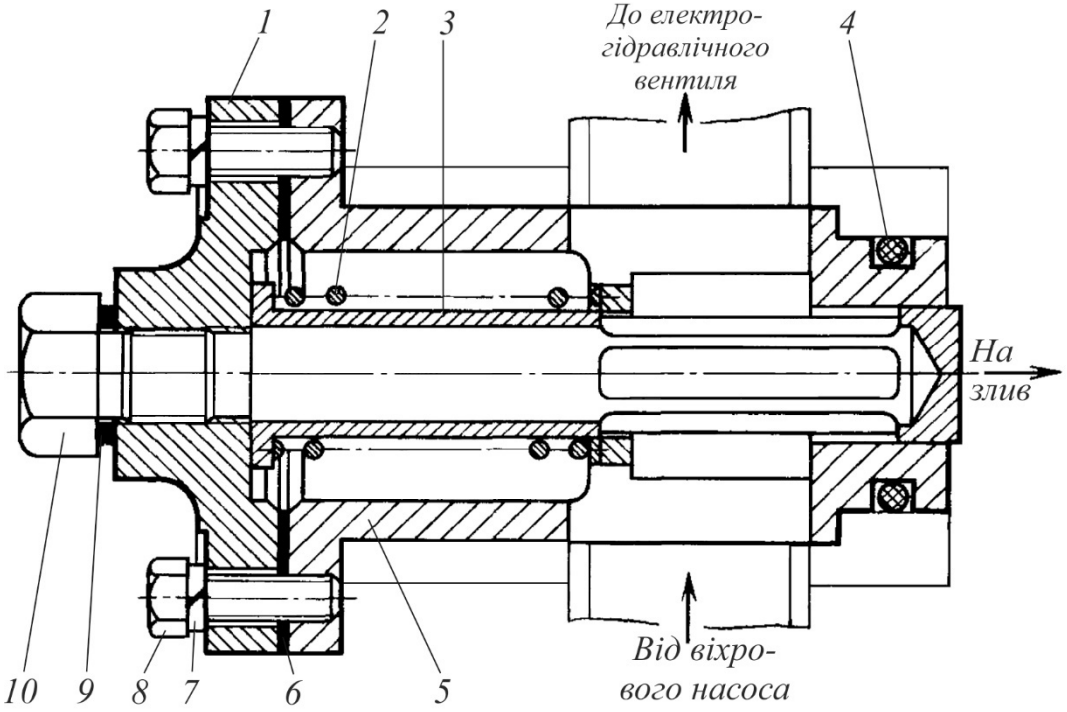


Рис. 13.20. Клапан вихрового насоса:
1 – кришка; *2* – пружина; *3* – золотник; *4* – кільце ущільнювальне; *5* – корпус; *6*, *9* – прокладка; *7* – шайба; *8* – болт; *10* – пробка

Живильний насос (рис. 13.21) являє собою блок відцентрового і вихрового насосів вертикального положення.

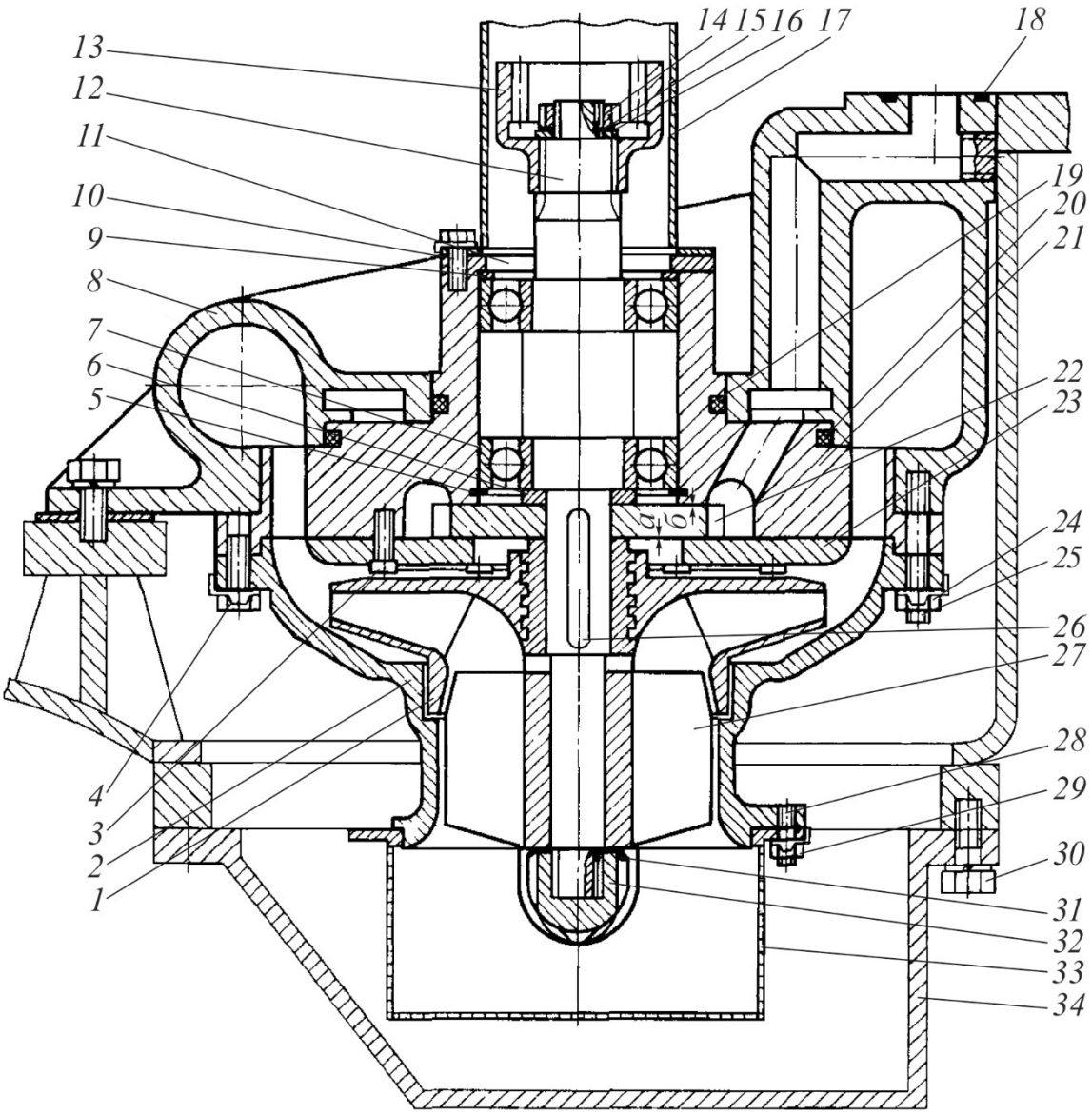


Рис. 13.22. Насос живильний:

1 – колесо робоче; *2* – корпус нижній; *3* – гвинт; *4*, *10*, *30* – болт; *5* – кільце пружинне; *6* – шайба регулювальна; *7* – шарикопідшипник; *8* – равлик; *9* – кільце регулювальне; *11* – кришка; *12* – вал; *13* – півмуфта; *14*, *24*, *29* – гайка; *15*, *16*, *31* – шайба; *17* – огородження; *18*, *19*, *20* – кільце ущільнювальне; *21* – корпус верхній; *22* – зірочка; *23* – диск; *25*, *28* – шпилька; *26* – шпонка; *27* – шнек; *32* – обтічник; *33* – фільтр; *34* – картер

Відвідні канали вихрового насоса виконані в равлику *8* відцентрового насоса, а підвідні – у верхньому корпусі *21*. Відцентровий насос служить для живлення робочих апаратів і забезпечення системи змащення гідропередачі маслом. Вихровий насос є насосом управління.

Вал *12* насоса встановлений у верхньому корпусі *21* на двох радіально-опорних шарикопідшипниках *7*. В осьовому напрямку підшипники фіксуються кільцем *5* і кришкою *11* з регулювальним кільцем *9*.

За рахунок пригонки кільця *9* осьової люфт підшипників витримується не більше 0,04 мм.

На нижньому кінці вала *12* за допомогою шпонки *26*, обтічника *32* і шайби *31* укріплена зірочка *22* вихрового насоса, робоче колесо *1* і шнек *27* відцентрового насоса. Вихровий насос від відцентрового відділений диском *23*, який прикріплений до верхнього корпуса гвинтами *3*.

Регулювання зазорів *а* й *б* здійснюють регулювальною шайбою *6*.

До верхнього корпуса болтами *4* прикріплений нижній корпус *2*. Фільтр *33* живильного насоса прикріплений до корпуса шпильками *28*. Кріплення корпусів *2* і *21* до равлика *8* здійснено шпильками *25* та гайками 24.

Ущільнення між верхнім корпусом *21* і равликом *8* і ущільнення відвідних каналів насосів по корпусу гідропередачі здійснюється кільцями *18*, *19*, *20*.

Хвостовик вала та привод насоса відділені від масляної ванни огорожею *17*, яке з кришкою *11* прикріплено до корпуса *21* болтами *10*.

Відкачувальий насос (рис. 13.22) служить для відкачування масла з нижнього картера гідропередачі в верхній. Насос складається з двох шестірень *1* і *6*, які обертаються в підшипниках ковзання (втулках *3*), корпуса *5* і кришки *4*. Підшипники ковзання захищені від впливу приводного вала шарикопідшипниками *10*, на яких в корпусі встановлена півмуфта *12*, що з'єднана з ведучою шестірнею *6* насоса торсійним валом 7.

Насос системи змащення (рис. 13.23) призначений для подачі масла до поверхонь, що труться у разі руху дизель-поїзда, коли двигун не працює. Насос встановлений на нижньому картері корпуса гідропередачі. Роз'єм ущільнений прокладкою *1*.

Дві насосні шестірні *6* і *10*, що знаходяться в зачепленні, обертаються у втулках *5*, запресованих в корпус *3* і кришку *2*. Кришка встановлена на корпус *3* на штифтах *4* і прикріплена двома шпильками *12* з гайками *13*. Ведуча шестірня *10* отримує обертання від роздавального вала гідропередачі через торсіонний вал *9* і шестірню привода насоса.

Насос всмоктує масло з нижнього картера гідропередачі через фільтр відкачувального насоса по трубі *в* і кільцевій канавці в корпусі.

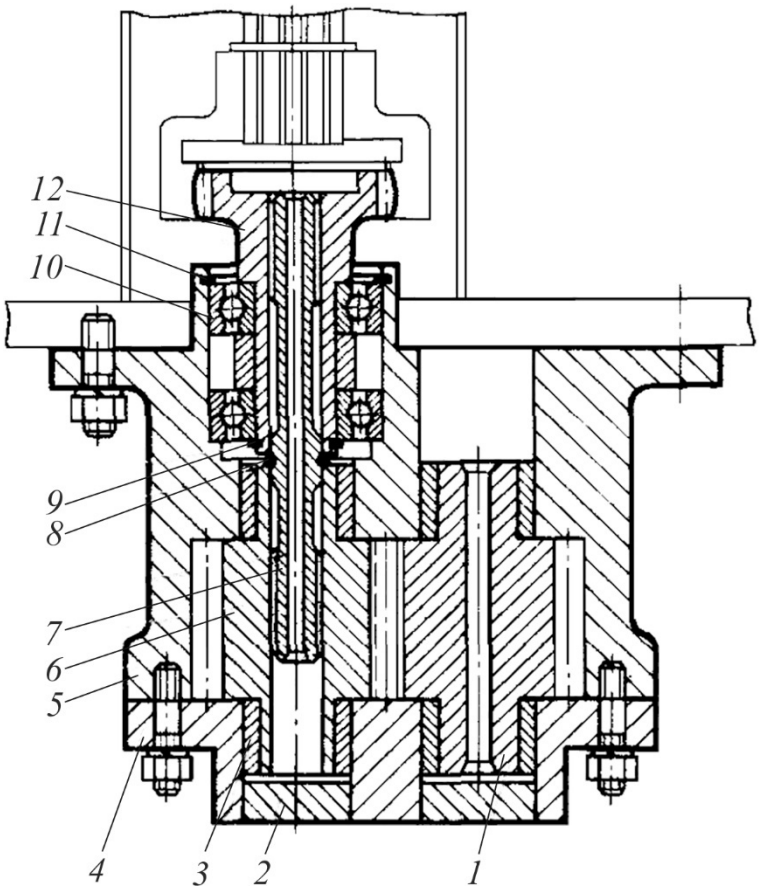


Рис. 13.22. Насос відкачувальний:
1 – шестірня ведена;
2 –заглушка; *3* – втулка;
4 – кришка; *5* – корпус;
6 – шестірня ведуча; *7* – валик;
8 – кільце стопорне;
9, *11* –кільце ущільнювальне;
10 – шарикопідшипник;
12 – півмуфта

З насоса масло йде на змащування по каналу *г*. Залежно від напрямку обертання ведучої шестірні масло нагнітається по трубі *а* або *б*. Перепуск масла з труби *а* в трубу *б*, і навпаки, запобігається кулькою *7*.

Золотникова коробка (рис. 13.24) служить для розподілу масла від живильного насоса по гідроапаратах. Гільза *6* в зборі з кришками *3* і *14* встановлена в корпус *7* і зафіксована засувкою *4*. Штифт *5* запобігає обертанню гільзи в корпусі.

У гільзі розташований золотник *17*, який при відсутності керуючого тиску утримується в нейтральному (середньому) положенні пружиною *9* з рухомими натискними втулками *8*, розміщеними на штоку *10*. Пружина затягнута гайками. Шток встановлений нерухомо в кришці *14* і зафіксований гайкою. Положення золотника відносно гільзи регулюється прокладками *12*.

Тиск від електрогідравлічних вентилів надходить до торців золотника через штуцери *15*, по кільцевих проточках корпуса та свердлінням гільзи (в порожнині *а* або *ж*). До порожнини *г* подається масло від живильного насоса, *д* – порожнина першого гідротрансформатора, *в* – порожнина другого гідротрансформатора, *б* і *е* – порожнини, відкриті в атмосферу.

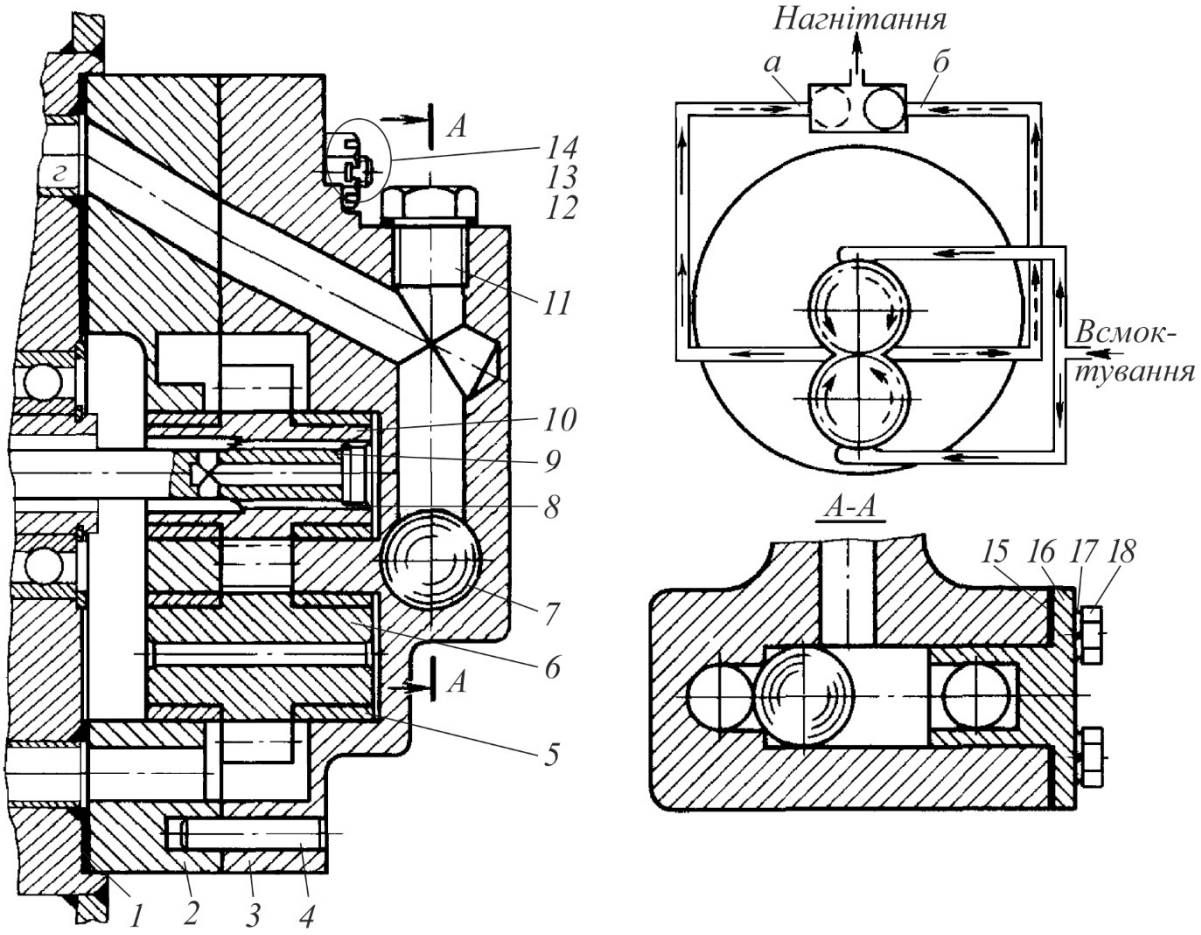


Рис. 13.23. Насос системи змащення:
1, *15* – прокладка; *2* – кришка; *3* – корпус; *4* – штифт; *5* – втулка; *6* – шестірня ведена; *7* – кулька; *8* – кільце пружинне; *9* – валик; *10* – шестірня ведуча; *11* – пробка; *12* – шпилька; *13* – гайка; *14* – шплінт; *17* – шайба; *18* – болт

Електрогідравлічні вентилі (рис. 13.25) є з'єднувальною ланкою між гідравлічною та електричною частинами системи автоматичного управління гідропередачею. Кількість електрогідравлічних вентилів відповідає числу гідроапаратів. Вентилі взаємозамінні.

У корпус *1* поміщений золотник *2*. Зверху до корпуса *1* на шпильках прикріплений корпус котушки *5*, в якому знаходиться котушка вентиля *6*. Знизу корпус котушки *5* закритий диском *4*. Усередині корпуса котушки є осердя *7*. Поверхні тертя покриті графітовою змазкою.

Між осердям і золотником розташований палець *3*. До корпусу котушки зверху прикріплена панель затискачів *8*, на яку надітий кожух *9*. Знизу вентиль закритий кришкою *19*, яка прикріплена до корпусу вентиля шпильками *20* і гайками *21*.

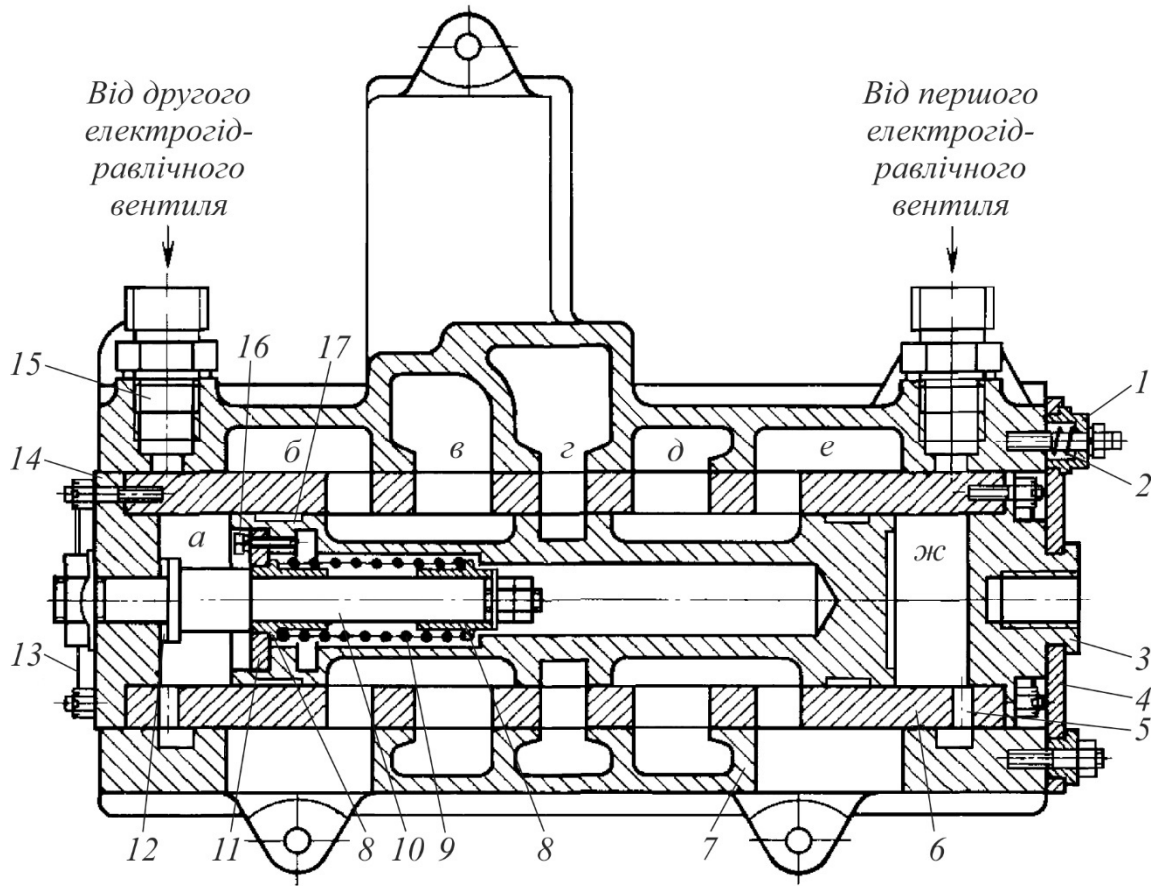


Рис. 13.24. Коробка золотникова:
1, *5*, *8* – втулка; *2*, *9* – пружина; *3*, *14* – кришка; *4* – засувка; *6* – гільза; *7* – корпус; *8* – втулка натискна; *10* – шток; *11* – кільце; *12* – прокладка регулювальна; *13* – дріт стопорний; *15* – штуцер; *16* – гвинт; *17* – золотник

У кришці *19* знаходяться втулка *17* і дві пружини *16* і *18*, які повертають золотник *2* в нейтральне положення. При проходженні струму через котушку *6* осердя *7*, переміщаючись під дією намагнічуючої сили вниз, тисне на палець *3* і опускає золотник *2* до зіткнення з втулкою *17*. При цьому стискається пружина *16*. Потім разом з втулкою *17* золотник, стискаючи обидві пружини, рухається до тих пір, поки осердя *7* дійде до упору в диск *4*.

Після такого зміщення золотника масло від насоса управління, підведене до порожнини *а*, проходить в порожнину *б* і через неї до золотникової коробки.

Зливна порожнина *в* відділяється від порожнини *б* паском золотника. Витоки масла з золотника збираються порожнинами *г* і *д* і спрямовуються у картер гідропередачі.

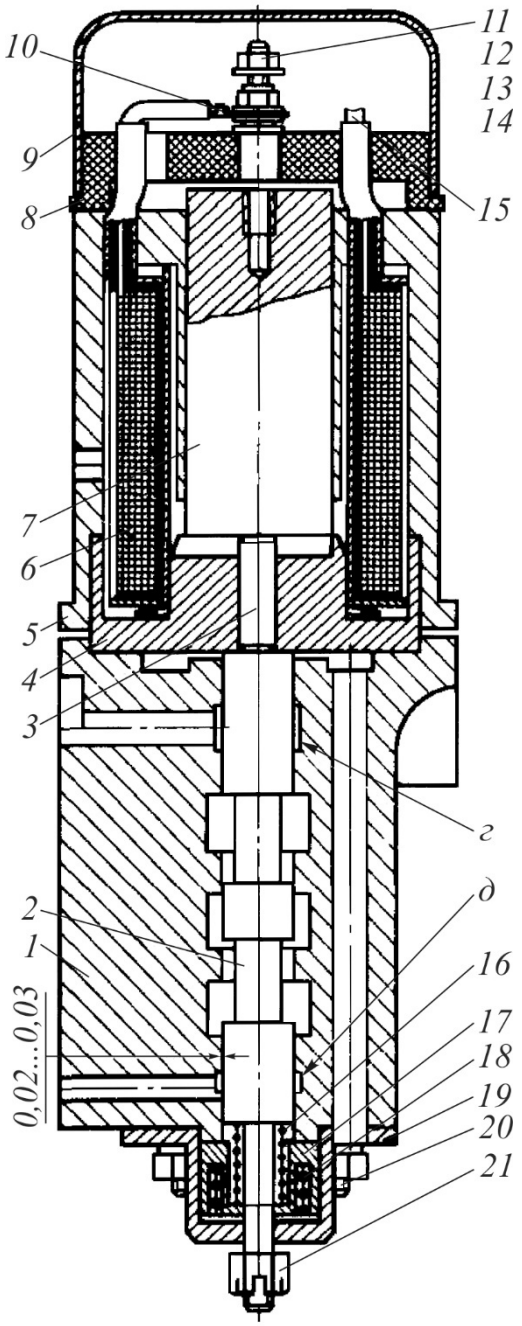


Рис. 13.25. Електрогідравлічний вентиль:

1 – корпус; *2* – золотник; *3* – палець; *4* – диск; *5* – корпус котушки; *6* – котушка вентиля; *7* – осердя; *8* – панель затискачів; *9* – кожух; *10* – кабельний наконечник; *11*, *21* – гайка; *12* – шайба пружинна; *13* – шайба; *14* – гвинт; *15* – трубка поліхлорвінілова; *16*, *18* – пружина; *17* – втулка; *19* – кришка; *20* – шпилька

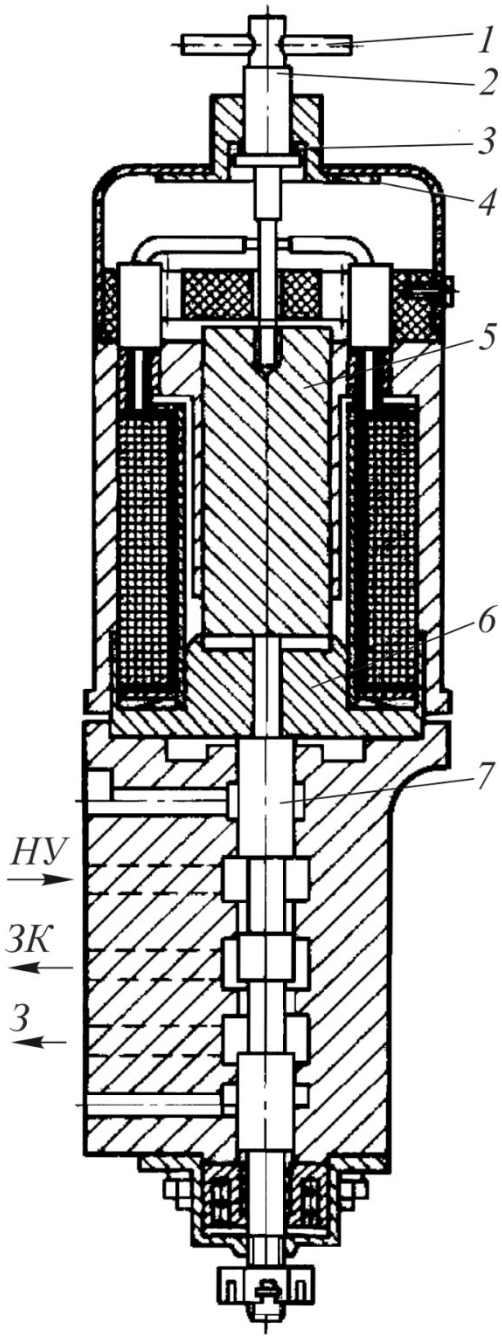


Рис. 13.26. Електрогідравлічний вентиль з механізмом ручного вмикання:

1 – рукоятка; *2* – валик; *3* – шайба пружинна; *4* – кришка; *5* – осердя; *6* – диск; *7* – золотник; *НУ* – від насоса управління; *ЗК* – на золотникову коробку; *З* – на зливання

При вимкненні струму золотник повертається у верхнє положення пружинами *16* і *18*. Пружина *18* жорсткіша і діє тільки на початку зворотного ходу золотника. Вона призначена для подолання зусилля залишкового магнетизму вентиля. Коли втулка *17* упреться в корпус 1, працює тільки пружина *16*.

Повернення золотника в верхнє положення забезпечується сполученням порожнини *б* із зливною порожниною *в* і розділення порожнин *б* і *а*. Таким чином, масло до золотникової коробки не надходить, і порожнина її, що відповідає даному вентилю, сполучається зі зливом.

Перший електрогідравлічний вентиль (рис. 13.26) для зручності ручного вмикання першого гідротрансформатора має механізм ручного вмикання: при угвинчуванні валика *2* за рукоятку *1* до упору осердя *5* в диск *6* вентиль вмикається. При ручному вмиканні знеструмленого першого вентиля валик *2* вигвинчують вгору до упора. Борт валика щільно притискає шайбу *3* до кришки *4*. Це запобігає валик від самовідгвинчування.

Будова **пластинчастого фільтра системи управління** наведена на рис. 13.27. Між корпусом *15* і кришкою *4* поміщений пакет фільтрувальних пластин *17*, проміжних *8*, зчищувальних *7*.

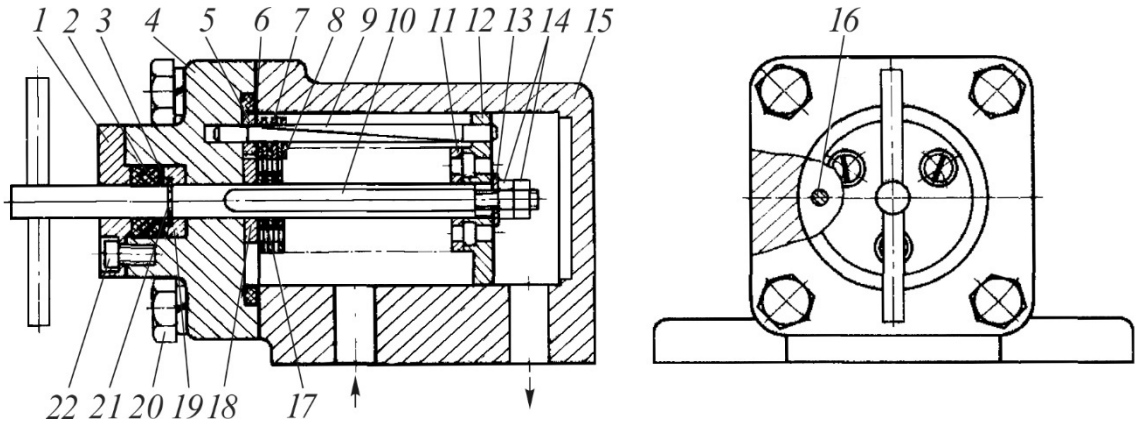


Рис. 13.27. Фільтр масляний системи управління:
1, *4* – кришка; *2* – сальник; *3*, 5, *11*, *13*, *18*, *19*, *21* – шайба; *6* – кільце ущільнювальне; *7* – пластина очищувальна; *8* – пластина проміжна; *9*, *16* – стояк; *10* – валик; *12* – кільце; *14* – гайка; *15* – корпус; *17* – пакет фільтруючих пластин; *20* – болт; *22* – гвинт

Фільтруючий пакет зібраний на валику *10*, затиснутий гайками *14* через шайбу *13*, кільце *12*, шайби *11* і *18* і прикріплений до кришки *4* стояками *9* і *16*.

Кришка *4* прикріплена до корпуса *15* через ущільнювальне кільце *6* болтами *20*. Валик *10* ущільнений до кришки *4* сальником *2*, який затиснутий через кришку *1* гвинтами *22*. Масло очищається під час протікання його через зазори між фільтрувальними пластинами *17*.

Фільтр чистять періодичним прокручуванням валика *10*. Масляний фільтр системи управління має можливість вловлювати чужорідні частинки розміром від 0,12 мм.

Для отримання електричного імпульсу (напруги), що залежить від швидкості руху дизель-поїзда, використовується **датчик швидкості** ДТЕ-2 (рис. 13.28). Вал датчика швидкості *1* через циліндричний редуктор жорстко пов'язаний з валом турбінного колеса першого гідротрансформатора. Таким чином є пряма залежність між швидкістю руху дизель-поїзда та частотою обертання вала датчика швидкості.

Датчик швидкості *1* встановлений на корпусі *13* циліндричного редуктора привода датчика швидкості. Корпус *13* є торцевою кришкою головного валу. У розточеннях корпуса *13* на шарикопідшипниках *15* розташовані вал-шестірня *18* і валик *16* з зубчастим колесом *12*, яке встановлено на валику *16* на шпонці *17*. Від осьового переміщення вал-шестірня *18* фіксується упорним бортом корпуса *13* і пружинним кільцем, а валик *16* фіксується фланцем *5* і пружинним кільцем *14*. Фланець *5* одночасно служить для центрування датчика *1* відносно валика *16*. З'єднання вала-шестірні *18* з головним валом здійснюється за допомогою шліців.

Змащування підшипників і шестірень редуктора здійснюється від спільної системи змащення гідропередачі по внутрішньому каналу корпуса *13*.

Вал *16* датчика швидкості *1* з'єднаний з веденим валом редуктора за допомогою чотиригранного хвостовика, що входить в отвір веденого валика. Кріплення датчика швидкості *1* до корпуса *13* привода здійснюється за допомогою шпильок *4*, гайок *3* і пружинних шайб *2* за допомогою фланця *5* і накидної гайки.

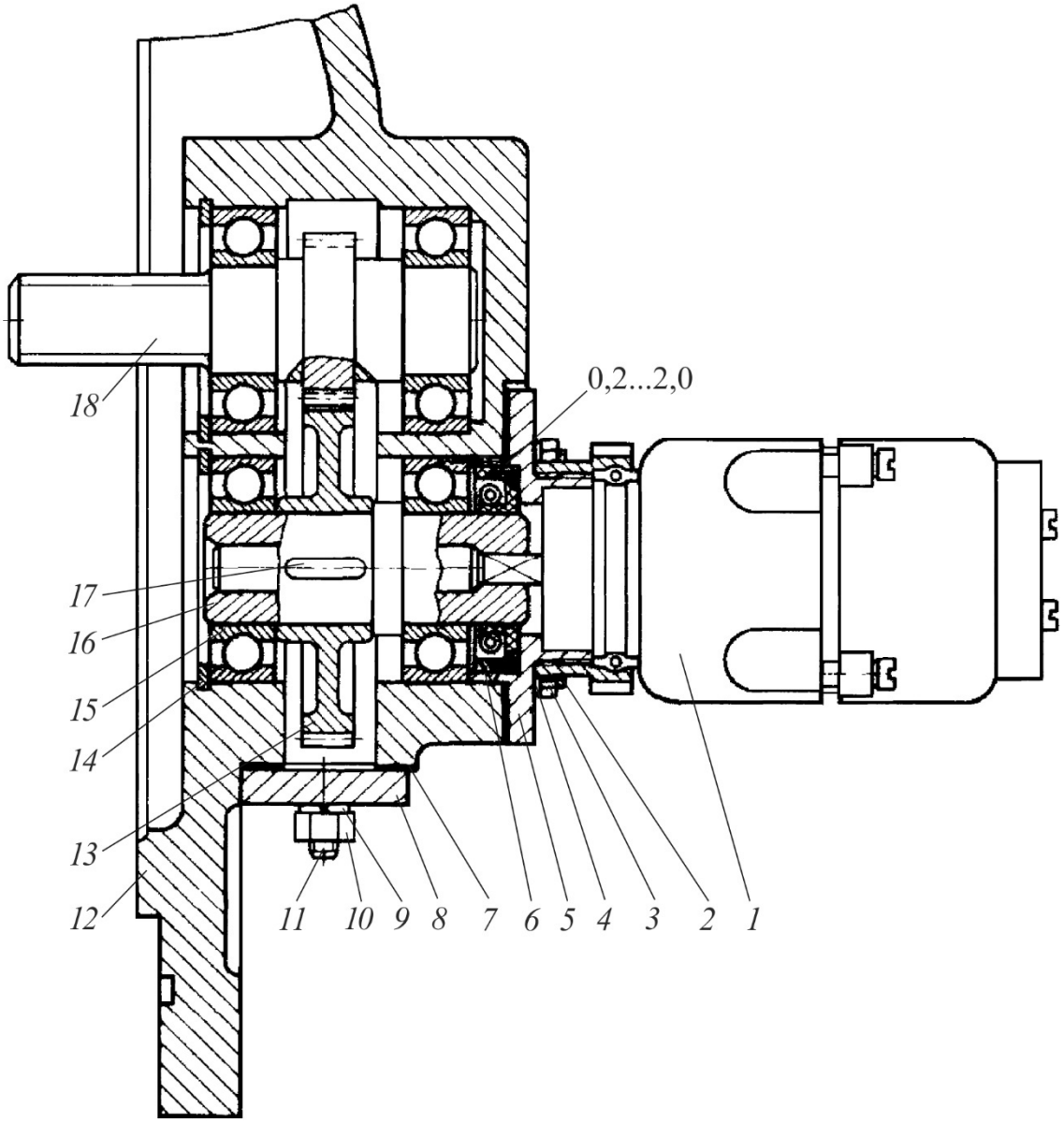


Рис. 13.28. Привід датчика швидкості:
1 – датчик швидкості ДТЕ-2; *2*, *9* – шайба; *3*, *10* – гайка; *4*, *11* – шпильки; *5* – фланець; *6* – манжета; *7* – прокладка; *8* – кришка; *12* – колесо зубчасте; *13* – корпус; *14* – кільце пружинне; *15* – шарикопідшипник; *16* – валик; *17* – шпонка; *18* – вал

13.6. Уніфікована гідропередача УГП 750-1200

Уніфікованою передача названа тому, що вона призначена для роботи з дизелями різної потужності (від 750 до 1200 к.с.). При цьому змінюється тільки кілька пар зубчастих коліс (як це показано в табл. 13.1). Потужність від дизеля до коліс тепловоза передається через три по черзі гідроапарата – два гідротрансформатора та одну гідромуфту.

Насосні колеса гідроапаратів знаходяться на загальному валу і приводяться до обертання від валу дизеля через підвищувальну зубчасту пару. Турбінні колеса гідроапаратів через систему зубчастих коліс і реверс-режимний редуктор передають обертання на вихідний вал УГП і далі на осі колісних пар тепловоза. Перемикання режимів і напрямку руху здійснюється за допомогою двох повітряних циліндрів. Поступальний рух їх поршнів через систему важелів передається на зубчасті муфти реверс-режимних валів. Масло на живлення гідроапаратів і на змащування підшипників і зубчастих коліс подається відцентровим живильним насосом, розташованим в нижній частині корпусу гідропередачі. Перемикання гідроапаратів відбувається автоматично в залежності від частоти обертання валу дизеля і швидкості руху тепловоза. Система автоматики електрогідравлічна. У гідропередачі передбачений також відбір потужності на допоміжні потреби тепловоза [13].

13.6.1. Кінематична схема гідропередачі

Кінематична схема уніфікованої гідропередачі (див. рис. 13.29) складається з силового та допоміжного ланцюгів. Силовий кінематичний ланцюг містить наступні вузли.

1. Привідний вал *I* с фланцем, шестірнею z_1 підвищувальної зубчастої пари і шестірнею відбору потужності z_{14}.

2. Головний вал *II,* що складається з насосного і турбінних валів першого та другого ступенів. На насосному валу розташовані ведена шестірня z_2 підвищувальної зубчастої пари і насосні колеса двох ГТР і ГМ.

Таблиця 13.1

Параметри зубчастих зачеплень уніфікованої гідропередачі

Тип передачі	Передаточне відношення для режиму				Число зубів шестірні (позначення шестірень відповідають позначенням на рис. 13.29–13.31)																			
	маневрового		поїзного																					
	на ступені																							
	I	II	I	II	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}	z_{18}	z_{19}	z_{20}
УГП 750/212ПР	5,05	2,40	2,46	1,17	58	51	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 750/201М2	3,70	2,40	–	–	63	46	42	51	52	41	41	24	24	73	–	–	–	78	34	31	27	–	58	21
УГП 750/201М3	3,70	2,40	–	–	55	27	42	51	52	41	41	24	24	73	–	–	–	87	25	31	27	–	58	21
УГП 750/202М2	3,70	2,40	1,80	1,17	63	46	42	51	52	41	41	24	24	73	39	39	58	78	34	31	27	21	–	–
УГП 750/202ПР1	5,05	2,40	2,46	1,17	58	51	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 750/202ПР1 УГП 750/202ПР2	5,05	2,40	2,46	1,17	58	51	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 750/212ПР3	5,05	2,40	2,46	1,17	58	51	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 750/202ПР4	5,05	2,40	2,46	1,17	58	51	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 820/212ПР	5,05	2,40	2,46	1,17	45	37	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	63	49	31	18	21	–	–
УГП 1200/201М	3,70	2,40	–	–	55	27	42	51	52	41	41	24	24	73	–	–	–	84	28	31	27	–	58	21
УГП 1200/202М	3,70	2,40	1,80	1,17	55	27	42	51	52	41	41	24	24	73	39	39	58	84	28	31	27	21		
УГП 1200/212ПР	5,05	2,40	2,46	1,17	55	27	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	72	40	31	18	21	–	–
УГП 1200/212ПРГ	5,05	2,40	2,46	1,17	55	27	35	58	52	41	41	24	24	73	39	39	58	72	40	31	18	21	–	–

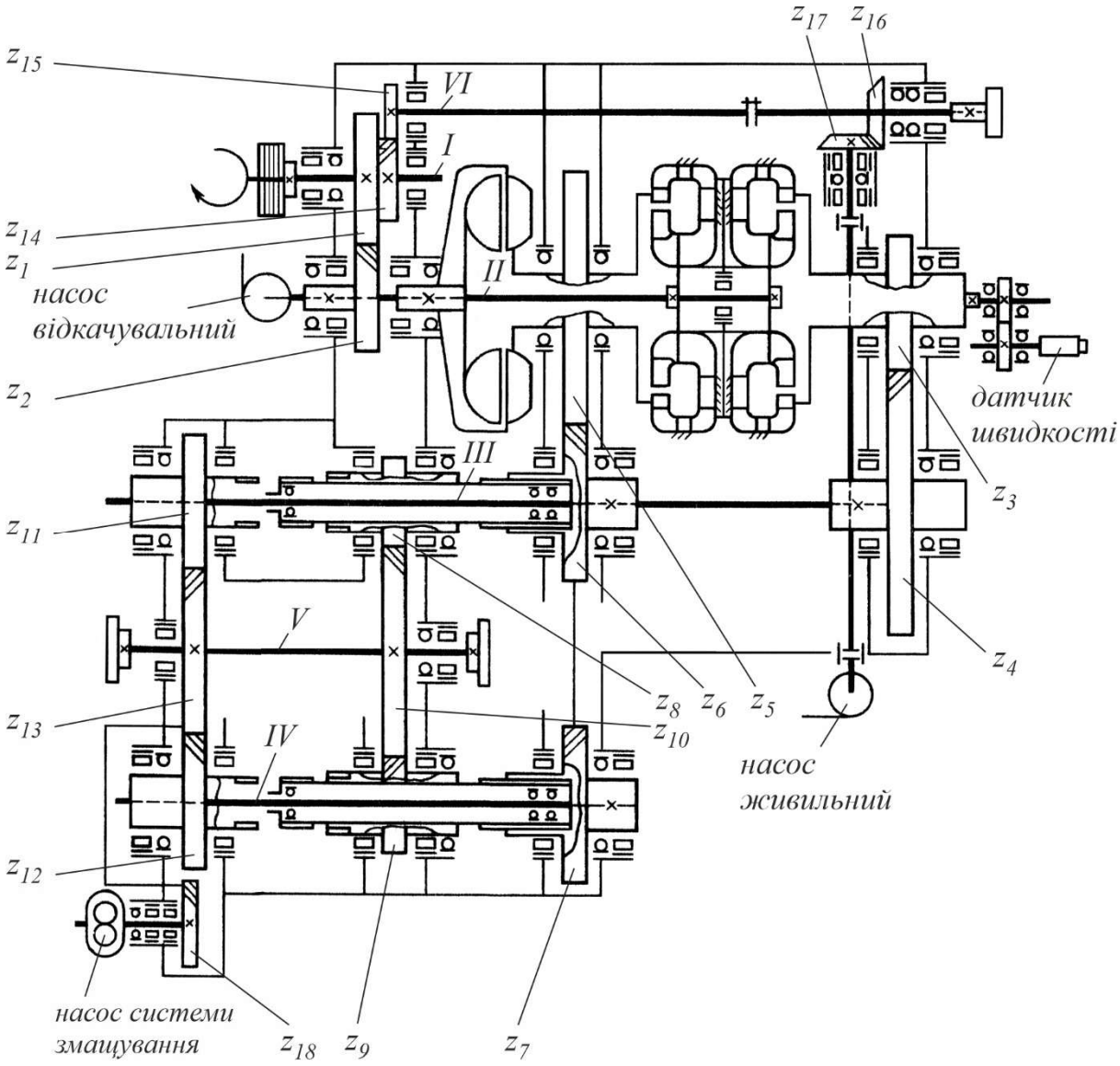


Рис. 13.29. Кінематична схема уніфікованої передачі з двома ГТР та однією ГМ у дворежимному виконанні:
I – привідний вал; *II* – головний вал; *III* – вторинний вал; *IV* – вал реверсу; *V* – роздавальний вал; $z_1 - z_{18}$ – шестірні

На турбінному валу першого ступеня розташована шестірня z_3 і турбінне колесо першого ГТР, на турбінному валу другого ступеня – турбінні колеса другого ГТР і ГМ, а також шестірня z_5, що передає обертання з другого ступеня головного вала на вторинний вал.

3. Вторинний вал *III* з шестірнями z_4 та z_6 першого і другого ступенів. Частина вторинного вала, що постійно обертається при роботі гідропередачі, закінчується рухомою шліцьовою муфтою. Ця муфта при перемиканні режиму вводиться в шліцьову частину маточини однієї з

шестірень: маневрового режиму z_8 або поїзного режиму z_{11}, включаючи їх в роботу.

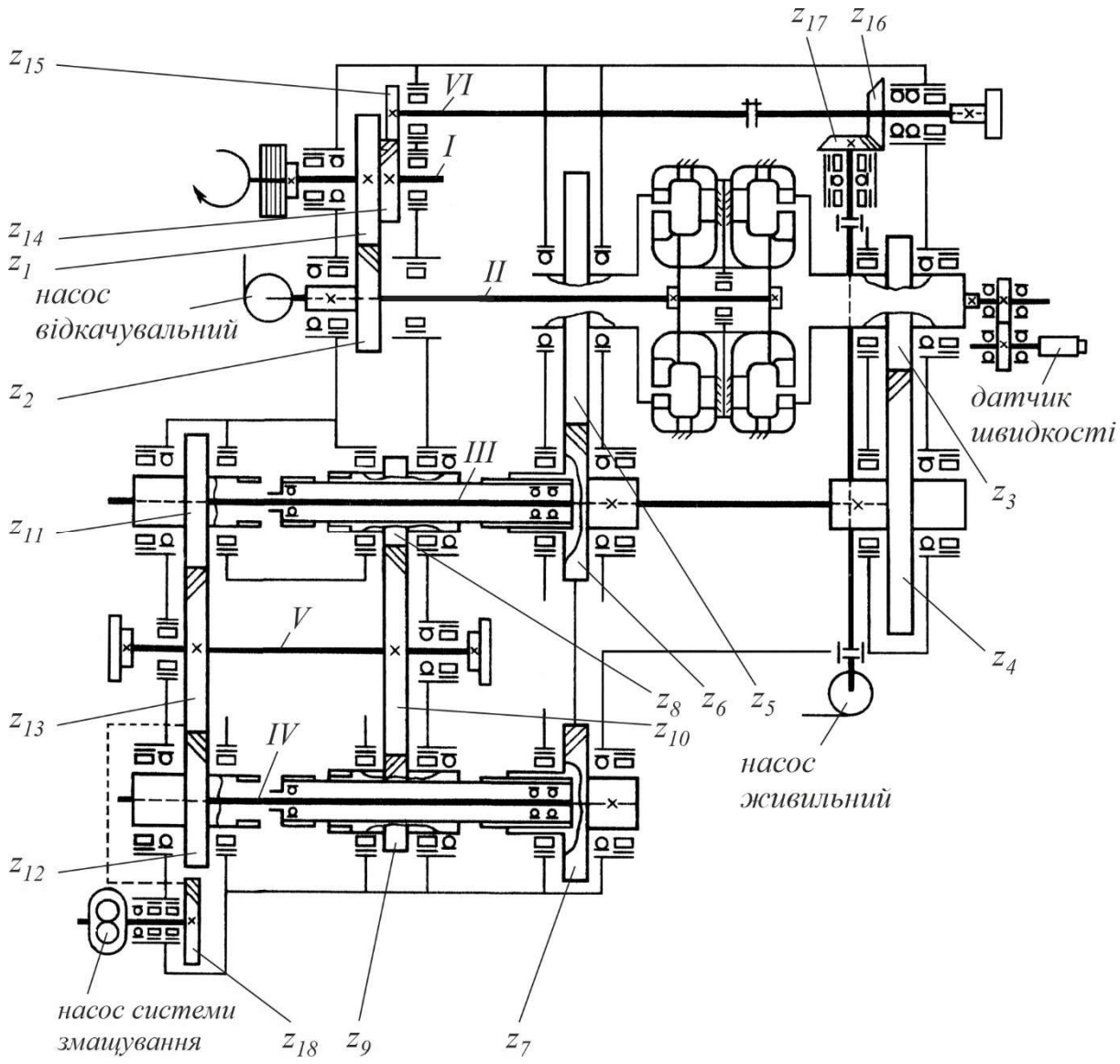


Рис. 13.30. Кінематична схема уніфікованої передачі з двома ГТР у дворежимному виконанні

4. Вал реверсу *IV* з шестірнею z_7, через яку він отримує обертання від шестірні z_6 вторинного вала з тим же числом зубів. Під час роботи гідропередачі вторинний вал і вал реверса обертаються одночасно з однаковою частотою, але в різних напрямках. Вал реверсу так само, як і вторинний вал, закінчується шліцьовою муфтою, через яку приводяться в обертання шестірні z_9 або z_{12} відповідно маневрового або поїзного режимів.

5. Роздавальний вал *V* з шестірнями z_{10} і z_{13} відповідно маневрового і поїзного режимів і вихідними фланцями для приєднання карданних валів.

Допоміжний кінематичний ланцюг включає вал відбору потужності *VI*, який приводиться шестірнею z_{15}, пов'язаної з шестірнею z_{14} приводного вала. Кінець вала *VI* виходить з корпусу УГП для можливості приєднання до нього допоміжних агрегатів тепловоза. На валу відбору потужності розташована конічна шестірня z_{16}, від якої через іншу конічну шестірню z_{17} приводиться в обертання вертикальний вал приводу живильного насоса. До допоміжного ланцюга відноситься також пара шестірень приводу датчика швидкості і шестірня z_{18} приводу насоса системи змащення, що знаходиться в зачепленні з шестірнею z_{13} роздавального вала.

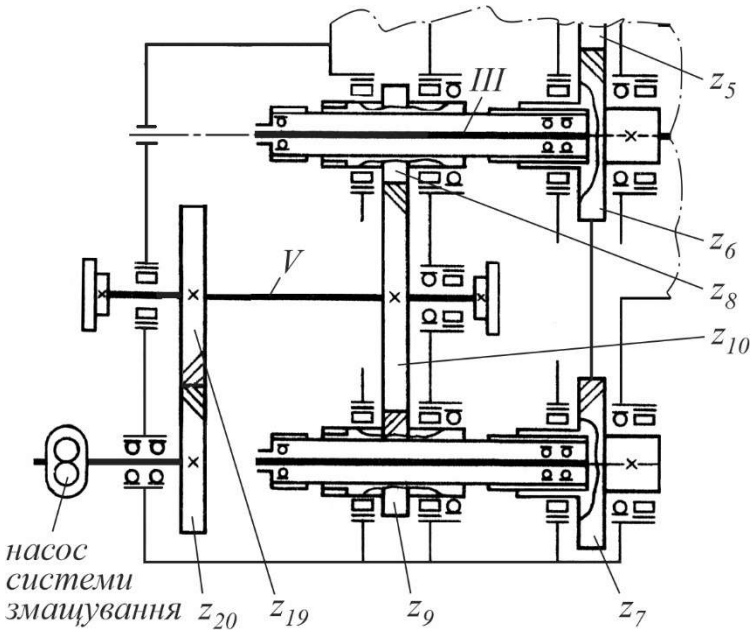


Рис. 13.31. Кінематична схема реверс-режимного редуктора уніфікованої передачі у однорежимному виконанні

Крутний момент від валу дизеля передається на осі тепловоза наступним чином. Приводний вал гідропередачі, з'єднаний з валом дизеля пружною муфтою, приводить в обертання через підвищувальну пару шестірень z_1 і z_2 насосні колеса на головному валу. При заповненні маслом одного з гідроапаратів (на початку руху – першого ГТР) приходять в обертання турбінне колесо цього гідроапарата і з'єднана з ним шестірня першого ступеня z_3, якщо заповнений перший ГТР, або z_5, якщо заповнений другий ГТР або гідромуфта. Далі крутний момент передається на вторинний вал через пару шестірень z_3, z_4 або z_5, z_6 і одночасно на вал реверса. Незалежно від того, через яку пару шестірень передається крутний момент, інші шестірні і турбінні колеса також обертаються (вхолосту за зворотним зв'язком). При цьому неминучі механічні втрати, що знижують к.к.д. гідропередачі. Залежно від того, яка з шліцьових муфт – вторинного вала або вала реверсу –

входить в зачеплення з маточиною режимних шестірень, вихідний (роздавальний) вал отримує той чи інший напрямок обертання. Режим руху визначається тим, з якою саме шестірнею z_8 (z_9) або z_{11} (z_{12}) з'єднана шліцьова муфта. Друга шліцьова муфта залишається при цьому в нейтральному положенні і обертається незалежно від шестірень. Від вихідного валу крутний момент через карданні вали передається на осьові редуктори візків тепловоза.

13.6.2. Головні вузли гідропередачі

Корпус гідропередачі (рис. 13.32) є базовою конструкцією – в ньому розміщені робочі вузли гідропередачі, крім того, він служить ємністю для робочої рідини.

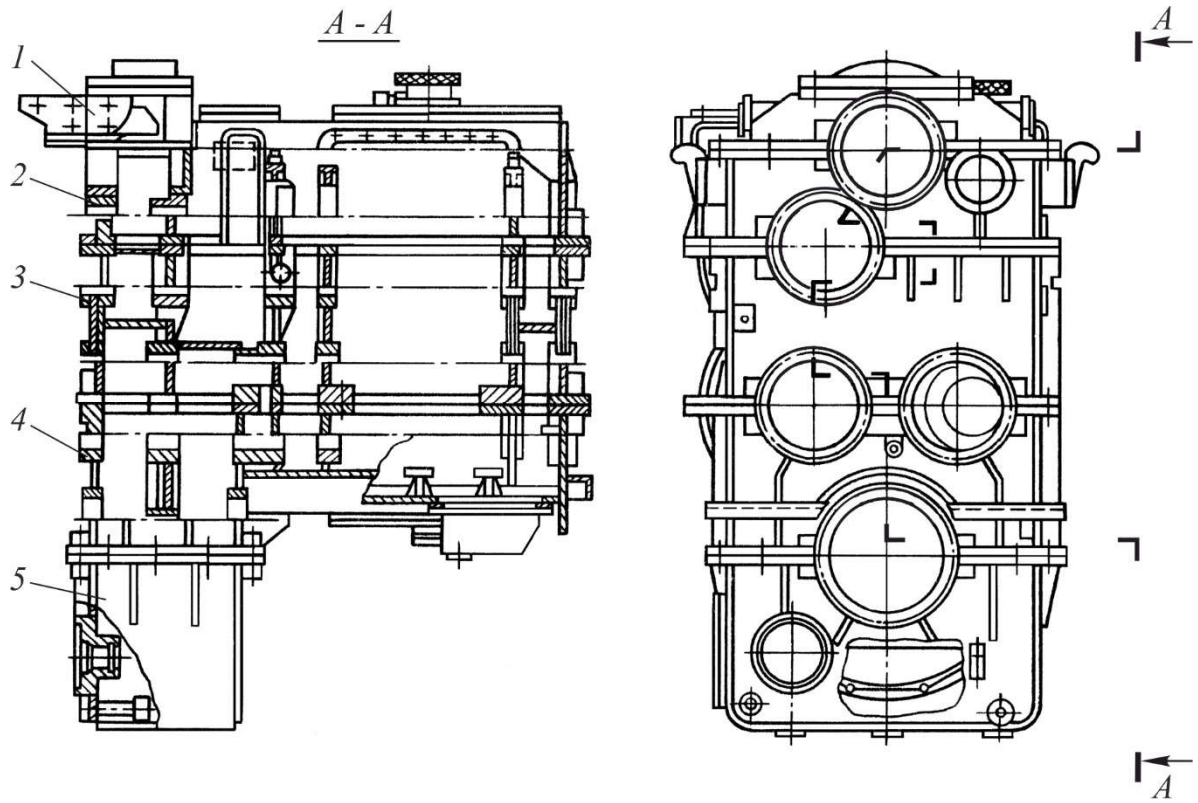


Рис. 13.32. Корпус гідропередачі:
1 – верхня кришка; *2* – верхній корпус; *3* – середній корпус;
4 – верхній картер; *5* – картер нижній

Корпус гідропередачі зварений з листового металу і складається з кількох частин, скріплених між собою болтами: верхньої кришки *1*, верхнього корпуса *2*, середнього (проміжного) корпуса *3*, верхнього *4*

і нижнього *5* картерів. Для ущільнення площин роз'єму по ним укладений шовковий шнур на лаку «Герметик». Корпусні деталі невзаємозамінні з аналогічними частинами інших корпусів, тому що мають розточення, виконані в зборі; їх взаємне положення фіксується штифтами. У торцеві стінки корпуса і у внутрішні поперечні перегородки уварені опори для розміщення підшипникових вузлів. Усередині корпуса змонтована система труб і просвердлені канали для подачі масла на підшипники і шестерні, а також проходять труби для подачі масла від живильного насоса до системи живлення гідроапаратів.

У кришці *1* зверху є люк з фланцем для можливості установки на кришку допоміжних механізмів (в даному випадку приводу допоміжного генератора). Збоку до кришки *1* приварені кронштейни для кріплення до них вузлів механізму перемикання реверсу.

Верхній корпус *2* по суті є кришкою, що закриває зверху частини корпусу УГП. До його верхньої площини приварені бонки з різьбовими отворами для установки допоміжного генератора. Зверху корпус *2* має три люка. Найбільший з них служить для доступу до золотникової коробки і валу відбору потужності.

На кришці цього люка розташована заливальна горловина з сапуном. Кришка іншого люка, призначеного для доступу до зливних клапанів ГМ, кріпиться пружними болтами. У разі раптового різкого підвищення тиску в корпусі, наприклад при запаленні парів масла, кришка піднімається, долаючи опір пружин, і забезпечує тим самим падіння тиску, оберігаючи корпус від можливого розриву. Збоку до корпуса *2* прикріплена плита з блоком електрогідравлічних вентилів. З боків корпуса *2* приварені також чотири гаки для підйому і транспортування УГП.

У роз'ємі середнього корпуса *3*, встановлений головний вал гідропередачі. В опорах, розташованих усередині корпуса, підшипникові вузли закріплені бугелями, а в опорах, які перебувають на торцевих стінках, притиснуті корпусом *2*. Зовні до корпуса *3* приварені по боках чотири платика з пазами для кріплення опорних кронштейнів УГП при монтажі її на раму тепловоза.

У роз'ємі верхнього картера *4* встановлені вторинний вал і вал реверса. Нижня частина картера є основною ємністю для робочої рідини гідропередачі. Знизу до днища картера прикріплений картер живильного насоса.

Нижній картер *5* служить додатковою ємністю для робочої рідини. У його роз'ємі розташований вихідний вал гідропередачі.

Приводний вал (рис. 13.33) служить для передачі крутного моменту від дизеля на головний вал і вал відбору потужності. Підшипникові опори, в яких обертається вал, виконані таким чином: передня складається з кулькового і роликового підшипників, задня – з роликового підшипника. Роликові підшипники сприймають радіальні навантаження, а кульковий підшипник *6*, встановлений в стакані з зазором, сприймає тільки осьове навантаження. Його зовнішня обойма утримується від прокручування тиском упорного бурта кришки *4*. Масло на підшипники подається з каналів корпуса крізь отвори в стакані та в проставному кільці між підшипниками.

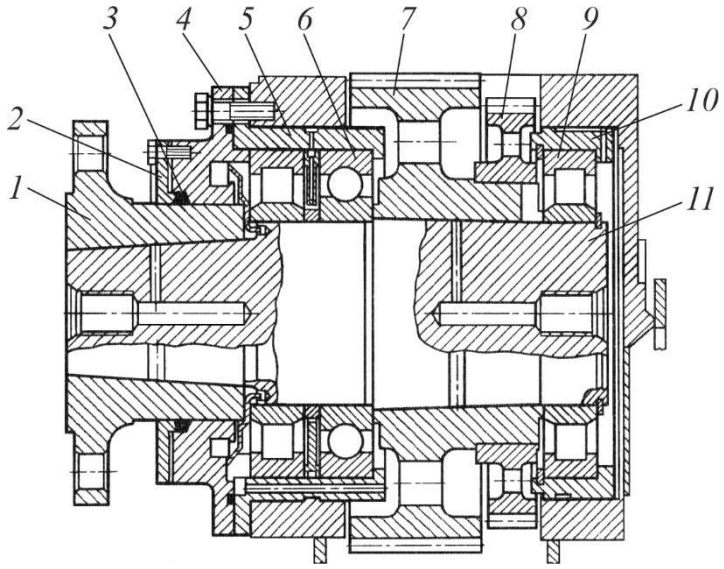


Рис. 13.33. Приводний вал:
1 – фланець; *2* – натискна шайба; *3* – набивка; *4* – кришка; *5*, *10* –стакани; *6* – кульковий підшипник; *7*, *8* – шестірні; *9* – роликовий підшипник; *11* – вал

На вал насаджений з гарантованим натягом блок шестірень *7* і *8*. Посадка блоку проводиться з попереднім нагріванням до 100…140 °С. На передню виступаючу частину вала, що має конусну поверхню, насаджений також з гарантованим натягом методом масляного напресування фланець *1*. В УГП широко застосовується посадка деталей з натягом на конусну поверхню. При такому з’єднанні охоплююча деталь (наприклад, шестірня) має отвір з невеликою конусністю (1:50) і з середнім діаметром, меншим, ніж середній діаметр вала з тієї ж конусністю. Після тимчасового розширення отвора шляхом нагрівання або подачі масла під великим тиском (150…200 МПа) в зону напресування охоплююча деталь насаджується на вал і після охолодження (або зняття тиску) міцно утримується на ньому. Така посадка в залежності від натягу може передавати практично будь-яке необхідне зусилля. До

того ж з'єднання легко розбирається шляхом масляного розпресування. Для цього спеціальним пресом через отвори в торці вала в зону з'єднання подається під великим тиском масло. Тиском масла отвір розширюється, а завдяки конусності поверхонь виникає горизонтальна складова зусилля від тиску масла, яка скидає деталь з вала.

Ущільнення частини приводного вала, що обертається, забезпечується відбивним кільцем і набиванням *3* з прографіченого азбесту, розміщеним між кришкою *4* і натискною шайбою *2*.

Головний вал (рис. 13.34) включає в себе основні робочі елементи гідропередачі – гідротрансформатори і гідромуфту. Насосні колеса всіх гідроапаратів напресовані на загальний насосний вал *12*, який спирається на корпус передачі через два роликових *5* та *22* і один кульковий *3* підшипники. Кульковий підшипник має розрізне внутрішнє кільце, завдяки чому контакт кульки з кільцем відбувається в трьох точках, і підшипник здатний сприймати підвищені осьові навантаження. У зв'язку з дуже великою частотою обертання насосного вала (більше 2000 $хв^{-1}$) виникає небезпека провороту зовнішнього кільця кулькового підшипника, в результаті чого можливе стирання упорного бурта кришки *1* і, як наслідок, осьовий зсув вала і зближення робочих коліс гідроапаратів. Для виключення цього зовнішнє кільце стопориться штифтом, що має з одного боку нарізку і укрученим в торець кришки *1*. Крім насосних коліс *15*, *28* гідротрансформаторів і *9* гідромуфти на валу *12* насаджена також приводна шестерня *6*.

Турбінний вал *29* першого ГТР (перший ступінь) обертається в підшипникових опорах *32*, *35*, *36*. На привареному до вала диска закріплено турбінне колесо *27*. На вал насаджена шестірня *31* першого ступеня, що передає обертання на вторинний вал. Турбінний вал другого ступеня являє собою порожню деталь, всередині якої проходить насосний вал. На валу *17* з одного боку на конусній посадці з натягом встановлено турбінне колесо *11* гідромуфти, а з іншого боку приварений диск, до якого гвинтами прикріплене турбінне колесо *18* другого ГТР. Між ними на конусній посадці закріплена шестірня *14* другого ступеня, що передає потужність, яка знімається з турбінних валів другого ГТР і ГМ.

Робочі колеса ГТР укладені в чавунні корпуси, об'єднані в блок, закріплений в корпусі УГП. Реактивний момент, який прагне повернути корпус, сприймається реактивним болтом, пропущеним крізь стінку УГП і укрученим в блок корпусів.

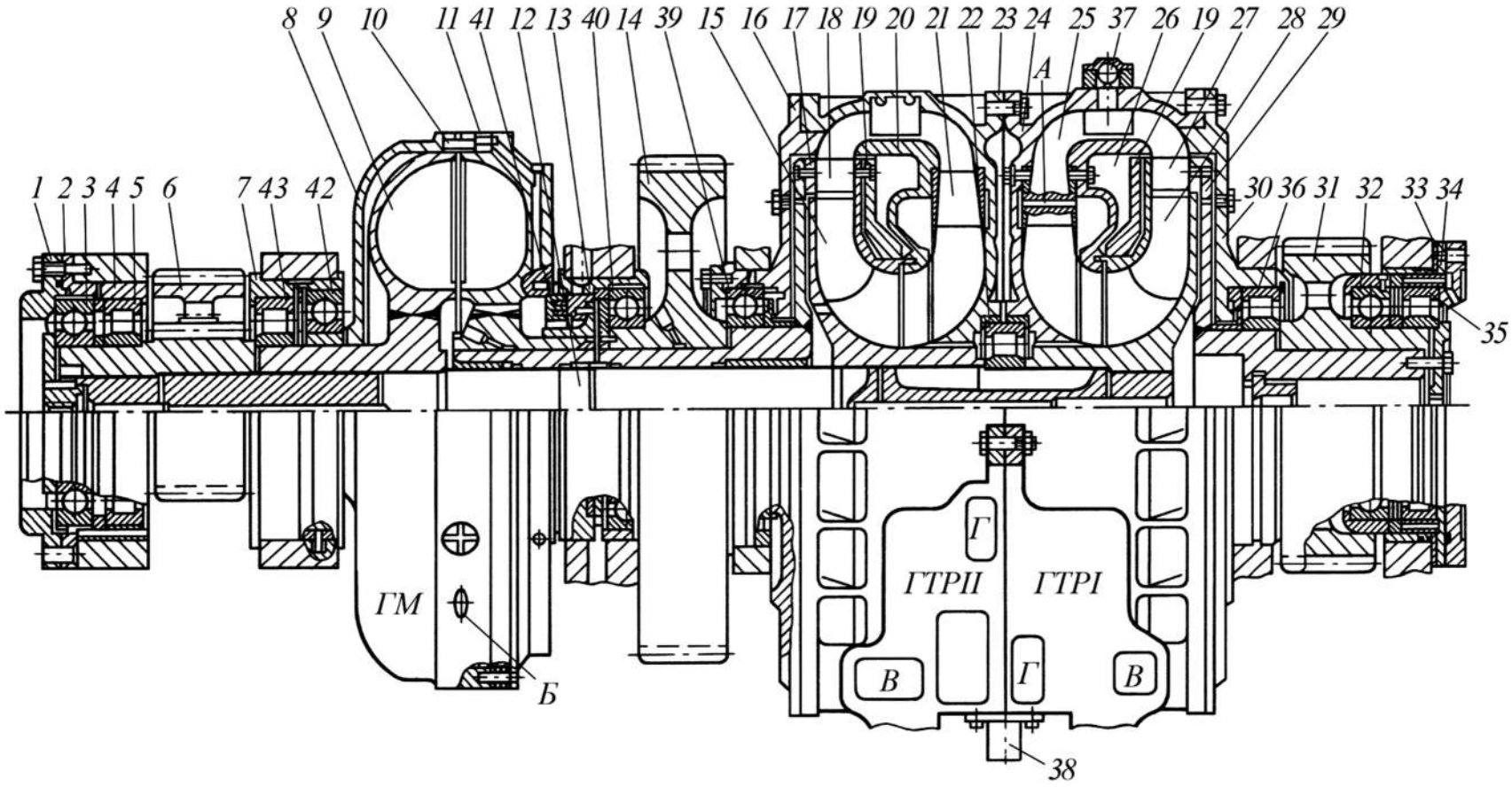


Рис. 13.34. Головний вал:

1 – кришка; *2*, *33* – регулювальні прокладки; *3*, *32*, *39*, *40*, *42* – кулькові підшипники; *4*, *7*, *13*, *34* – стакани; *5*, *22*, *35*, *36*, *43* – роликові підшипники; *6*, *14*, *31* – шестірні; *8* – корпус гідромуфти; *9* – насосне колесо гідромуфти; *10* – клапан гідромуфти; *11* – турбінне колесо гідромуфти; *12* – насосний вал; *15*, *28* – насосні колеса гідротрансформаторів; *16*, *30* – кришки гідротрансформаторів; *17*, *29* – турбінні вали; *18*, *27* – турбінні колеса гідротрансформаторів; *19*, *41* – ущільнення; *20*, *26* – тори; *21*, *25* – реактори; *23*, *24* – корпуса гідротрансформаторів; *37* – кульковий повітряний клапан; *38* – зливна труба

У корпусах ГТР закріплені лопатки реакторів *21* і *25*. У кожному ГТР реактор складається з двох систем лопаток, причому за кількістю лопаток реактори першого і другого ГТР відрізняються один від одного. У центрі робоча порожнина кожного ГТР обмежена тором (відповідно *26* або *20*), прикріпленим до лопаток реактора, і ущільненням, прикріпленим до турбінного колеса ГТР. У верхній частині корпуса першого ГТР є отвір з кульковим клапаном *37*, призначеним для прискорення зливу робочої рідини під час спорожнення ГТР. Крім того, при холостому ході трансформатора, коли в результаті обертання робочих коліс відбувається значне нагрівання повітря і елементів ГТР, цей отвір сприяє кращій вентиляції робочої порожнини ГТР. Лопатеві колеса ГМ литі, приварені до маточини.

Наповнення гідроапаратів маслом, якщо вони входять в роботу, відбувається через золотникову коробку, прифланцьовану до корпусів ГТР. Масло надходить в порожнину ГТР через канали в корпусах, а в порожнину ГМ – через отвір в бугелі корпуса УГП, ущільнене лабіринтом відносно обертових частин ГМ. При роботі гідропередачі для запобігання перегріву частина нагрітого масла безперервно зливається з робочих порожнин гідроапаратів. Масло з ГТР зливається через щілину між тором і реактором і, пройшовши крізь отвори в лопатях реактора, потрапляє в зливний канал корпуса, що закінчується трубою. Крім того, частина масла просочується через ущільнення. У корпусі ГМ, що обертається, для зливу масла виконані спеціальні отвори. Для поповнення витоків з картера живильним насосом безперервно подається охолоджене масло. Злив масла з ГМ при її вимиканні відбувається через шість спеціальних клапанів спорожнення, розмішених рівномірно по зовнішній поверхні корпуса (дзвону) ГМ.

Клапан спорожнення (рис. 19.35) діє таким чином. При подачі масла в робочу порожнину ГМ частина його одночасно по каналах *б* і *в* підходить до мембрани *5* і притискає її до сідла *4*. Так як поверхня *е* мембрани, на яку діє тиск масла зверху, набагато більше поверхні *ж*, на яку діє тиск масла, що знаходиться в робочої порожнини, зусилля, що притискує мембрану до сідла, більше, ніж зусилля, що відриває мембрану. При припиненні подачі масла з золотникової коробки для наповнення ГМ масло з верхньої частини клапана через отвір *д* йде назовні, тиск на мембрану зверху зникає, і вона під дією відцентрової сили від масла, що обертається в гідромуфті, притискається до торця *к* кришки *2*. При цьому внутрішня порожнина ГМ сполучається через

канали *а*, *и*, *г* з внутрішньою порожниною корпуса гідропередачі, куди і зливається масло.

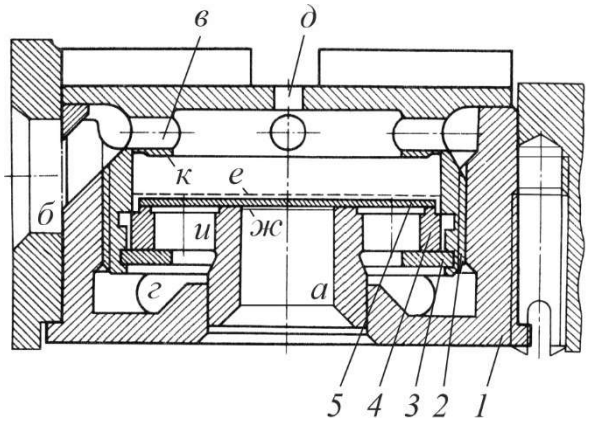


Рис. 19.35. Клапан спорожнення гідромуфти:
1 – корпус; *2* – кришка; *3* – пружинне кільце; *4* – сідло; *5* – мембрана

Попадання бруду в клапани спорожнення може привести до того, що при заповненні ГМ мембрана не буде притискатися до сідла, клапани залишаться відкритими, а ГМ незаповненою. В цьому випадку тепловоз не розвиває тягового зусилля при роботі на гідромуфті. Якщо ж брудом забиті зливні отвори клапанів, то при вимиканні гідропередачі, що працює на гідромуфті, сила тяги зберігається тривалий час, що ускладнює зупинку тепловоза або робить неможливим використання накату. Щоб уникнути цих явищ необхідно періодично оглядати і промивати клапани спорожнення.

При вимиканні ГТР його спорожнення відбувається по каналу корпусу *В* (див. рис. 19.34) через золотникову коробку. Масло до підшипників подається з каналів корпуса гідропередачі крізь отвори в стаканах і проставочних кільцях між підшипниками.

Вторинний вал (рис. 19.36) призначений для передачі потужності від головного вала на роздавальний і для перемикання режимів роботи тепловоза. Назва ця умовна, тому що вала як такого немає, а є кілька шестірень, що обертаються кожна в своїх опорах і з'єднаних між собою шліцьовими муфтами.

Шестірня *18* першого ступеня знімає потужність з турбінного вала першого ГТР, а шестірня *11* другого ступеня – з турбінного вала другого ГТР і ГМ. Як і у більшості вузлів гідропередачі, радіальні зусилля сприймаються роликовими підшипниками, а осьові зусилля – кульковими підшипниками, встановленими в стаканах з зазором.

Внутрішні обойми підшипників стопоряться в осьовому напрямку пружинними кільцями або круглими гайками зі стопорними шайбами.

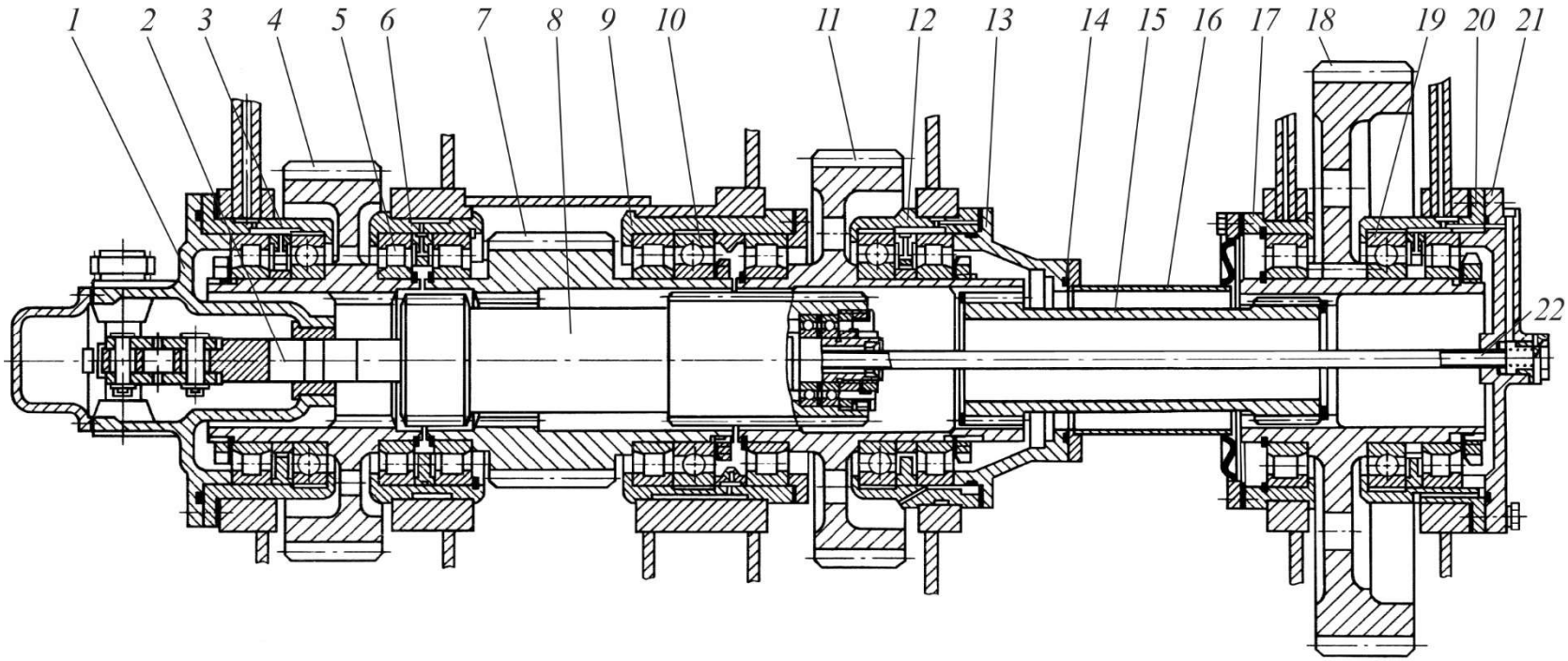


Рис. 19.36. Вторинний вал:

1, *13*, *21* – кришки; *2* – валик; *3*, *6*, *9*, *12*, *17*, *20* – стакани; *4*, *7*, *11*, *18* – шестірні; *5* – роликовий підшипник; *8* – рухома муфта; *10*, *19* – кулькові підшипники; *14* – ущільнювальне кільце; *15* – нерухома муфта; *16* – кожух; *22* – змащувальна трубка

Зовнішні обойми застопорені або пружинними кільцями, або кришками. Маточини шестірень *11* і *18* з'єднані між собою нерухомою шліцьовою муфтою *15*, зовнішні шліци якої входять у внутрішні шліци маточини шестірень. Тому що вторинний вал розташований у верхньому картері гідропередачі, що заповнений маслом, для запобігання перетікання масла з верхнього картера в нижній підшипникові вузли і нерухома шліцьова муфта закриті кожухом *16*, ущільненим гумовими кільцями і гнучкою пластиною (мембраною). На одній осі з шестірнями *11* і *18* розташовані ще дві шестірні – *4* поїзного режиму і *7* маневрового режиму, що знаходяться в зачепленні з відповідними шестірнями вихідного (роздавального) вала. Усередині порожніх маточин шестерень *7* і *11* поміщена муфта 8, що має по кінцях зовнішні шліцові вінці. Один з вінців знаходиться в постійному зачепленні з внутрішніми шліцами шестерні *11*, другий – короткий – може перебувати в нейтральному положенні, тобто між маточинами шестірень *4* і *7*, або бути введений в зачеплення з внутрішніми шліцами або шестірні *4*, або шестірні *7* в залежно від обраного режиму. Для переміщення муфти *8* уздовж осі при перемиканні режимів всередині неї на кулькових підшипниках встановлений валик *2*, з'єднаний з системою важелів механізму перемикання, розміщеної всередині кришки *1*. Масло до підшипників подається з каналів корпуса по трубці *22*.

Вал реверсу (рис. 19.37) розташований в одній горизонтальній площині з вторинним валом і відрізняється від нього відсутністю шестірні першого ступеня зі шліцьової муфтою і кожухом. Він приводиться від шестірні другого ступеня вторинного вала. В іншому вал реверса конструктивно повністю повторює вторинний вал. Цей вал так само, як і вторинний, служить для передачі обертання на вихідний вал при русі тепловоза.

Роздавальний вал (рис. 19.38) призначений для передачі потужності гідропередачі через карданні вали на осьові редуктори тепловоза. Вал обертається в підшипникових опорах, розташованих в стінках нижнього картера. На обидва кінця вала, що виступають, напресовані на конусній посадці фланці для приєднання головок карданних валів. Отвори для розпресування закриті різьбовими заглушками *12* від потрапляння бруду. Обертові частини, що виходять назовні, ущільнені масловідбивними шайбами та сальниковим набиванням, що підтискається шайбою *2*. Зубчасті колеса *6* і *10* відповідно поїзного і маневрового режимів прикріплені до фланців вала призонними болтами.

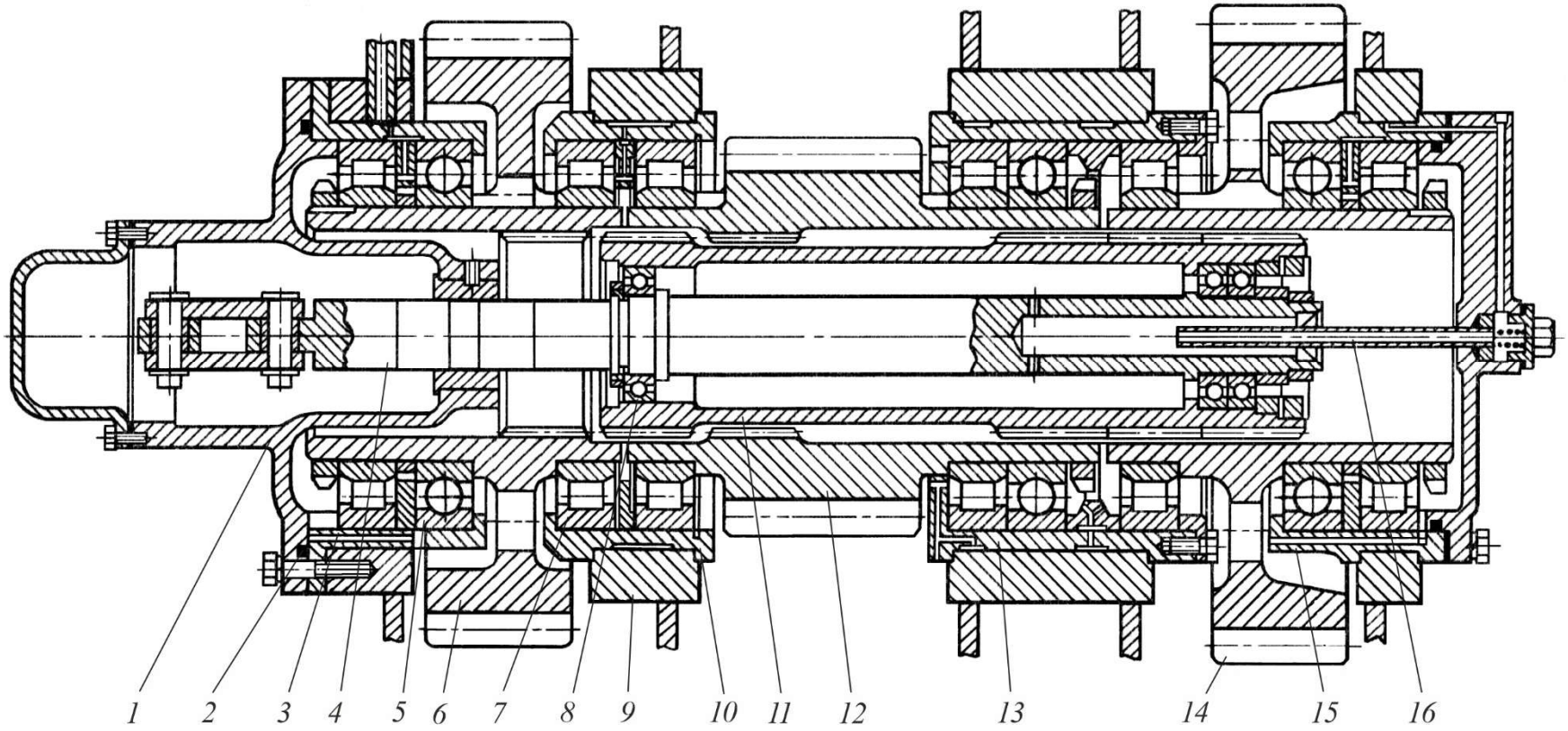


Рис. 19.37. Вал реверсу:

1 – корпус; *2* – кільце ущільнювальне; *3*, *10*, *13*, *15* – стакани; *4* – валик; *5*, *8* – кулькові підшипники; *6*, *12*, *14* – шестірні; *7* – роликовий підшипник; *9* – корпус УГП; *11* – рухома муфта; *16* – змащувальна трубка

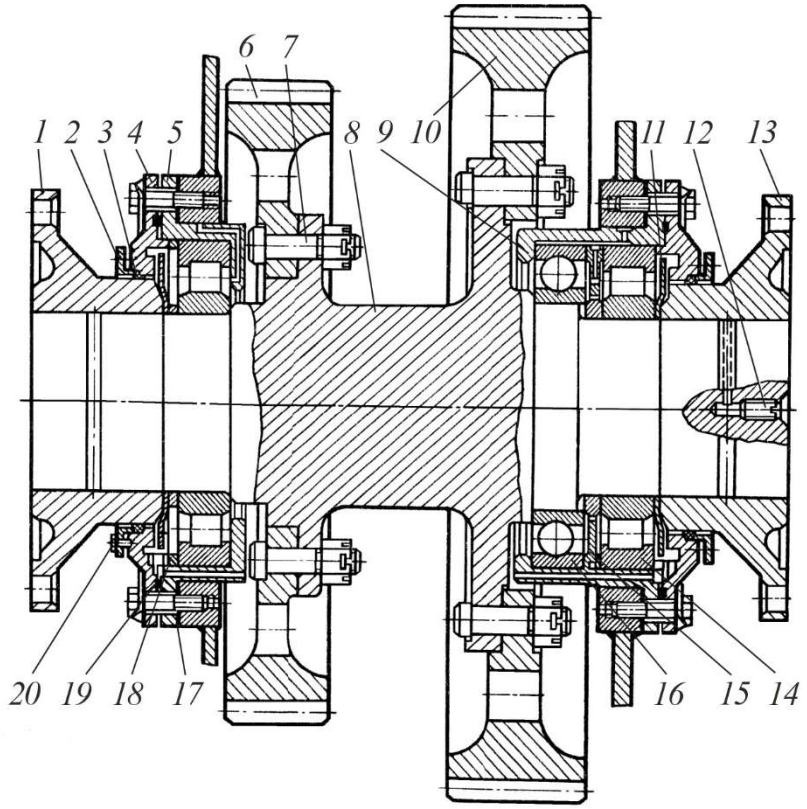


Рис. 19.38. Роздавальний вал:
1, *13* – фланці; *2* – натискна шайба; *3* – сальникова набивка; *4* – кришка;
5, *9* –корпуси підшипників; *6*, *10* – зубчасті колеса;
7, *20* – болти; *8* – вал;
11 – відбивне кільце;
12 – заглушка, *14* – роликовий підшипник;
15, *18* – кільця; *16* – кульковий підшипник;
17 – прокладка; *19* – кільце ущільнювальне

Вал відбору потужності (рис. 19.39) призначений для приводу живильного насоса УГП і відбору потужності на допоміжні потреби тепловоза. Вал приводиться в рух від шестірні приводного вала гідропередачі. Для зручності монтажу він складається з двох частин (*4* і *5*), фланці яких з'єднані болтами. Обертається вал в трьох опорах. Щоб уникнути перевантаження через можливу не співвісність частин вала в якості передньої опори застосований сферичний самоустановлювальний підшипник.

На передній кінець вала насаджена на конусній посадці приводна шестірня *1*. У середній частині також на конусній посадці напресована конічна шестірня для приводу валу живильного насоса, а на виступаючому за корпус УГП задньому кінці встановлений фланець *12* для приводу компресора.

В даний вузол входить також вертикальний вал приводу живильного насоса. Він отримує обертання від конічної шестерні *6* через конічну шестерню *15*. На опорний хвостовик шестірні *15* насаджені два кулькових підшипника *18*. Підшипниковий вузол укладений в стакан *19*. На кінець хвостовика напресована півмуфта *20* з внутрішніми шліцами.

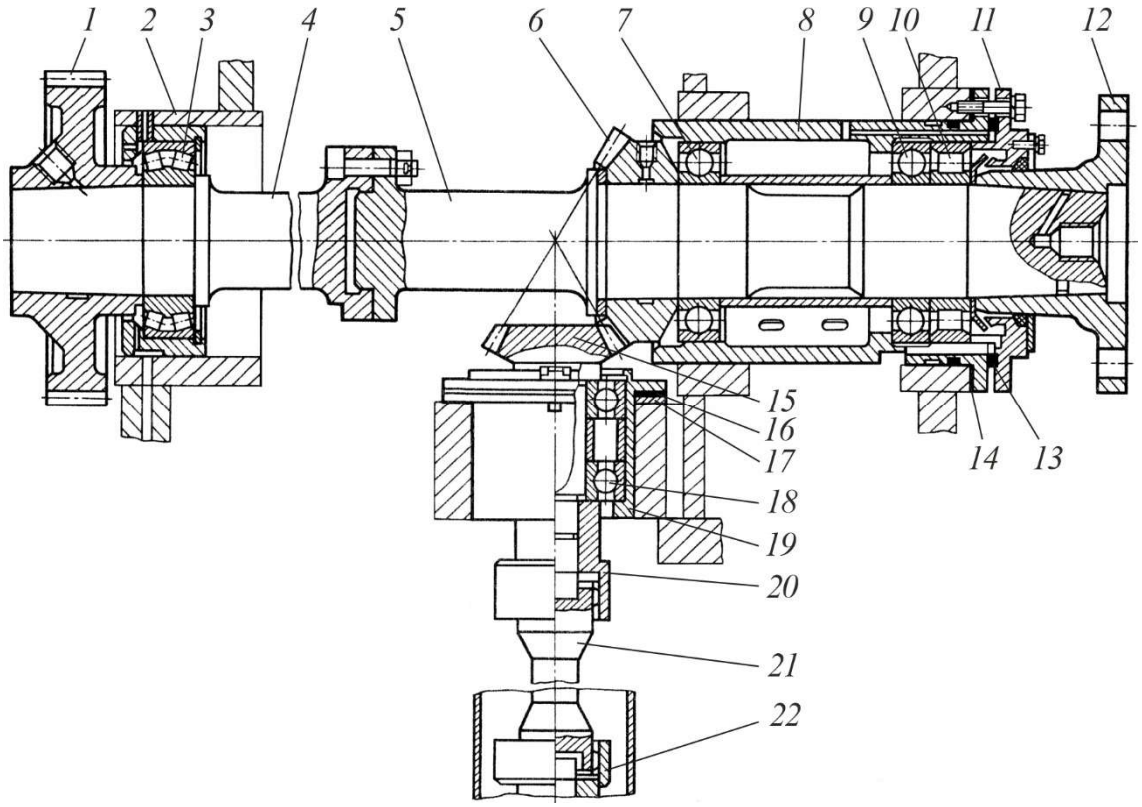


Рис. 13.39. Вал відбору потужності:

1 – шестірня; *2*, *8*, *19* – стакани; *3* – сферичний роликовий підшипник; *4*, *5*, *21* – вал; *6*, *15* – конічні шестірні; *7*, *9*, *18* – кулькові підшипники; *10* – роликовий підшипник; *11* – кришка; *12* – фланець; *13* – кільце ущільнювальне; *14*, *16* – регулювальні прокладки; *17* – проставка; *20*, *22* – півмуфти

Зачеплення конічних шестірень регулюється переміщенням стаканів *8* і *19* за рахунок зміни товщини прокладок *14* і *16*. Вал *21* приводу живильного насоса має по кінцях шліци, що входять відповідно в зачеплення з внутрішніми шліцами півмуфти *20*, що сидить на хвостовику шестірні *15*, півмуфти *22* живильного насоса.

Привод реверсу і режимів (рис. 13.40) призначений для переміщення шліцьових муфт вторинного вала і вала реверсу під час перемикання режимів. Принцип дії приводу наступний. У верхній частині гідропередачі зовні корпусу розташовані два повітряних циліндра *10*. У момент подачі повітря в порожнину одного з циліндрів поршень *4* переміщається, його поступальний рух за допомогою зубчастої рейки *1* і сектора *23* викликає поворот вертикального вала *21* навколо поздовжньої осі. Один вертикальний вал веде до вторинного валу, інший – до валу реверсу.

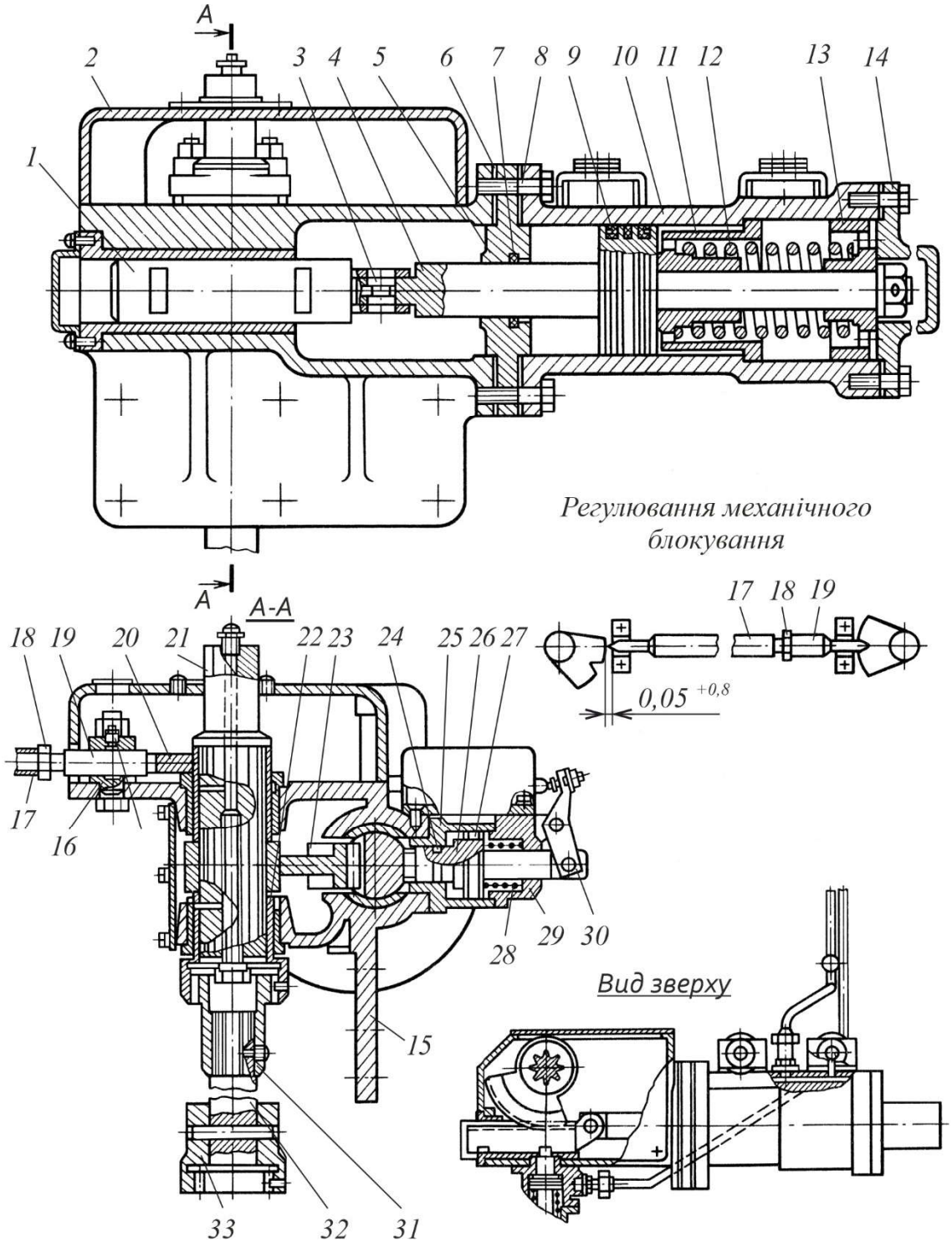


Рис. 13.40. Привод реверсу і режимів:

1 – зубчаста рейка; *2* – кожух; *3* – вісь; *4* – поршень; *5*, *14*, *29* – кришки; *6* – регулювальна прокладка; *7*, *9*, *24* – манжети; *8* – болт; *10* – циліндр; *11* – стакан; *12*, *28* – пружини; *13* – втулка; *15* – корпус приводу; *16* – кронштейн; *17* – стрижень блокування; *18* – гайка; *19* – упор; *20*, *23* – сектори; *21* – вертикальний вал; *22*, *31*, *33* – півмуфти; *25* – корпус фіксатора; *26* – фіксатор; *27* – вставка; *30* – важіль; *32* – нижній вал; *34* – маслянка

Поворот вала *21* перетворюється за допомогою важеля і тяги в поступальний рух валика, який переміщує зубчасту муфту, що включає необхідний режим руху. Напрямок руху тепловоза буде залежати від того, в якій саме повітряний циліндр подається повітря, а отже, яка саме зубчаста муфта – вторинного вала або вала реверсу – з'єднує свій вал з шестірнями роздавального вала.

Корпус кожного приводу прикріплений болтами до кришки корпусу гідропередачі. До фланця корпусу болтами прикріплений повітряний циліндр *10*, порожнина якого відокремлена від внутрішнього простору корпусу кришкою *5*. У циліндрі розташований поршень *4*, утримуваний пружиною *12* у середньому (нейтральному) положенні. У струмках поршня знаходяться гумові ущільнюючі манжети *9* і повстяне мастильне кільце. Ущільнення між штоком і кришкою *5* здійснюється манжетою *7*. Повітря в порожнині циліндра надходить крізь електропневметичні вентилі ВВ-32, укріплені на корпусі циліндра. Шток поршня *4* з'єднаний з зубчастою рейкою *1*, що знаходиться в зачепленні з зубчастим сектором *23*, який закріплений на шліцах на вертикальному валу *21*. Верхня частина вала, яка виступає назовні, виконана шестигранною для можливості ручного провороту.

У нижній частині вала знаходиться полумуфта *22*, що з'єднує вал *21* з вертикальним валом *32*. Цей вал передає рух системі тяг, які переміщують рухливі муфти, що включають реверс-режим. Щоб виключити можливість одночасного вмикання двох рухливих шліцьових муфт, привід забезпечений електричним і механічним блокуваннями. Принцип електричного блокування полягає в тому, що ланцюг електропневматичного вентиля, який пропускає повітря в один з циліндрів, збирається через контакти на барабані іншого циліндра тільки тоді, коли він знаходиться в нейтральному (середньому) положенні. Як тільки відбудеться включення одного з напрямків руху, ланцюг на включення іншого напрямку розривається.

Механічне блокування складається з двох секторів з виїмкою. Сектори закріплені кожен на своєму валу *21*. Стрижень *17* може переміщатися уздовж своєї осі у втулках. При включенні одного з циліндрів відповідний вал *21* повертається, при цьому кінець стержня входить в виїмку сектора іншого циліндра і стопорить його таким чином в нейтральному положенні.

Для фіксування включеного положення зубчаста рейка *1* має два пази, в які при включеному положенні входить під дією пружини

кінець фіксатора *26*. Перед перемиканням фіксатор виводиться з пазів тиском повітря. Фіксатор з манжетами *24* і пружиною *28* розміщується в корпусі *25*, який закритий кришкою *29* і прикріплений до корпусу приводу. Через важіль *30* фіксатор пов'язаний з кінцевим вимикачем, що входить в електричний ланцюг управління перемиканням реверсу і режимів.

Реверс і режими не можна перемикати при русі тепловоза, тому що при цьому можлива поломка шліцьових муфт при введенні їх в зачеплення з внутрішніми шліцами шестірень. Тому гідропередача забезпечена **блокувальним клапаном** (рис. 13.41), що пропускає повітря до фіксаторів для виведення їх з пазів зубчастої рейки тільки при нерухомому тепловозі. Клапан встановлений на корпусі приводу датчика швидкості таким чином, що між його наконечником *15* і шайбою *16*, закріпленої на турбінному валу першого ГТР, залишається зазор 1–1,2 мм. Під час вмикання електропневматичного вентиля в порожнину *А* надходить повітря з головної повітряної магістралі тепловоза. Тоді золотник рухається вниз, і наконечник *15* впирається в шайбу *16*. Під час руху тепловоза наконечник *15* після упору в шайбу повертається навколо штифта *13*, відхиляючись в бік обертання шайби *16*. Золотник *3* завдяки відхиленню наконечника переміщається до упору в болт *5*; порожнина *Б*, поєднана з трубопроводом, що підводить повітря до фіксаторів, сполучається через канали в золотнику з порожниною *В*, пов'язаної з атмосферою. Фіксатори залишаються на місці. Коли тепловоз нерухомий шайба *16* не обертається, наконечник, упершись в шайбу, не повертається, золотник не доходить до упора в болт *5*, до того ж порожнина *Б* залишається роз'єднаною з порожниною *В*. Стиснене повітря з порожнини *А* надходить у порожнину *Б* і звідти – до циліндрів фіксаторів.

Особливості перемикання реверсу і режимів. При перемиканні реверсу і режимів нерідко шліци муфти перемикання, що рухається поступально, не входять в пази між внутрішніми шліцами маточин шестерень, а натикаються своїми торцями на торці внутрішніх шліців. Це так зване положення «зуб в зуб» ускладнює або взагалі унеможливлює перемикання. Повторні спроби перемикання призводять до розбивання шліців і погіршують становище. Не допомагає і виконання шліців зі скосом і закругленням торців. Щоб уникнути такого явища, схема перемикання працює таким чином, що в момент перемикання муфта злегка провертається і торці, що зустрілися, тут же розходяться, забезпечуючи зачеплення. Це відбувається наступним чином.

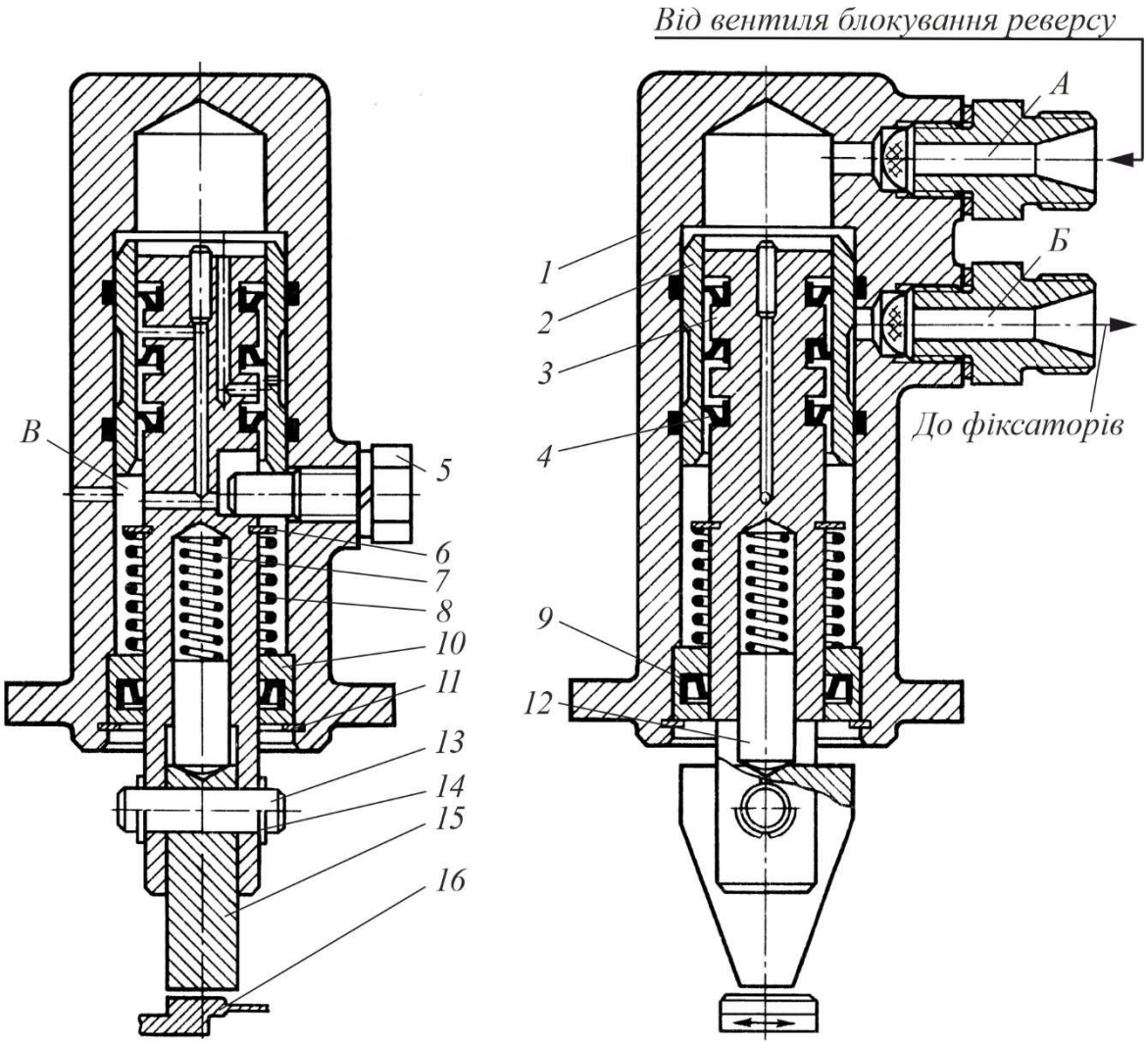


Рис. 13.41. Блокувальний клапан:

1 – корпус; *2* – втулка; *3* – золотник; *4*, *9* – манжети; *5* – болт; *6*, *11* – кільця; *7*, *8* – пружини; *10* – стакан; *12* – палець; *13* – штифт; *14* – шплінт; *15* – наконечник; *16* – спеціальна шайба

На нерухомому тепловозі у момент натискання кнопки перемикання повітря з повітряної магістралі проходить через блокувальний клапан до циліндра фіксатора і піднімає фіксатор, виводячи його з пазів рейки *1* (див. рис. 13.40). До того ж пов’язані з фіксатором кінцеві вимикачі розмикають ланцюг електропневматичних вентилів, і стиснене повітря перестає надходити до циліндрів приводу реверсу и режимів. Незафіксованій поршень *4* під дією пружини *12* повертається у нейтральне положення. Відповідно в нейтральне положення встановлюється и керована ним муфта перемикань.

Оскільки дизель працює, насосні колеса гідроапаратів обертаються. Хоча апарати не заповнені маслом, вони (особливо гідромуфта) за рахунок повітря та парів масла, що в них знаходяться, мають здатність передавати незначне тягове зусилля. У нейтральному положенні муфт реверсу, а отже, малому зовнішньому опорі, під дією повітряного потоку, створюваного насосним колесом, починає обертатися турбінне колесо гідромуфти і пов'язані з нею через шестірні шліцьові муфти. Але в самому ж початку обертання турбінного вала хвостовик блокувального клапана відхиляється, золотник виходить на упор, подача повітря до фіксаторів припиняється. Під дією пружин вони опускаються, одночасно кінцеві вимикачі замикають коло пневмовентиля, вже підготовлену (зібрану) натисканням кнопки. Повітря крізь цей вентиль поступає в циліндр і пересуває поршень *4*, а з ним і муфту перемикання з нейтрального в необхідне положення. А тому що муфта перед цим почала повертатися, то при зустрічі торців шліци тут же зісковзнуть і станеться зачеплення, після чого турбінні колеса зупиняться, тому що подолати опір маси тепловоза їм не під силу.

У разі не переключення реверсу через неполадки або поломки рекомендується перш за все з’ясувати місце несправності: у верхній приводний частини або внизу, тобто в валах вторинному та реверсу. Для цього необхідно зняти вертикальний нижній вал *32*, для чого вивернути штифт, що стопорить полумуфту *31* і, потягнувши вниз, вивести її із зачеплення з верхнім валом; після цього вал *32* відвести в сторону і зняти. Потім слід зробити перемикання і по положенню виступаючого над кришкою сервоциліндра шестикутника визначити, пересувається чи поршень. Якщо приводний механізм діє, значить, несправність слід шукати в муфті перемикання режимів.

Датчик швидкості являє собою генератор змінного струму, призначений для подачі у коло управління тепловоза напруги, що пропорційна швидкості тепловоза. Датчик кріпиться до кришки *1* (рис. 13.42) головного вала УГП і приводиться від шестірні *3*, закріпленої на валу турбінного колеса першого ГТР. Тому що в якості датчика можуть бути використані різні типи генераторів, наприклад Д-2ММ або ДТЕ-2, що дають при одній і тій же частоті обертання різну величину напруги, передавальне відношення приводних шестірень буде різним у залежності від типу датчика.

13.6.3. Система змащення зубчастих коліс і підшипників УГП 750-1200

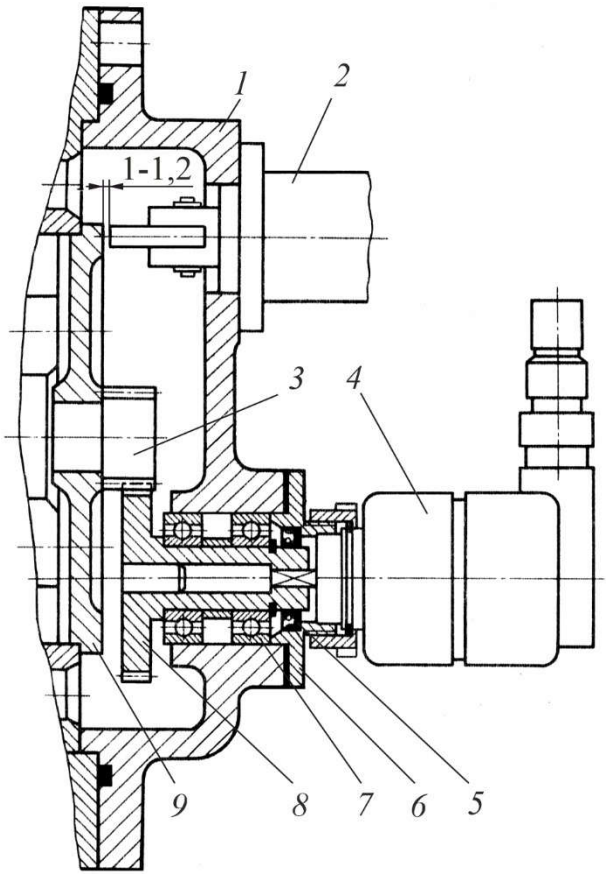


Рис. 13.42. Встановлення датчика швидкості та блокувального клапана:
1 – кришка; *2* – блокувальний клапан; *3*, *8* – шестірні; *4* – датчик швидкості; *5* – манжета; *6* – кришка; *7* – кульковий підшипник; *9* – шайба

В системі змащення зубчастих коліс і підшипників УГП (рис. 13.43, 13.44) використовується робоча рідина (масло) гідропередачі. Масло заливають через заливальну горловину – 225 л в верхній і 55 л в нижній картери. Під час пуску дизеля починає працювати живильний відцентровий насос (див. рис. 13.21), який подає масло одночасно по двох гілках: до золотникової коробки і на вихід з гідропередачі (в теплообмінник). Під час роботи тепловоза масло від насоса через золотникову коробку надходить в відповідний гідроапарат і потім зливається в верхній картер. Масло, що пройшло крізь теплообмінник, повертається в гідропередачу. На вході до неї на бічній стінці корпусу УГП розташований **підпірний клапан** (рис. 13.45), який служить для підтримки постійного тиску в системі змащування 0,14–0,20 МПа. Масло з теплообмінника через отвори в стакані *6* надходить по каналах корпуса в систему змащення. При підвищенні тиску в системі змащування понад заданого значення клапан *1*, долаючи опір пружини *5*, відкривається і частина масла зливається в верхній картер. Пружина затягується гайкою. Опорою для пружини служить шайба *4*.

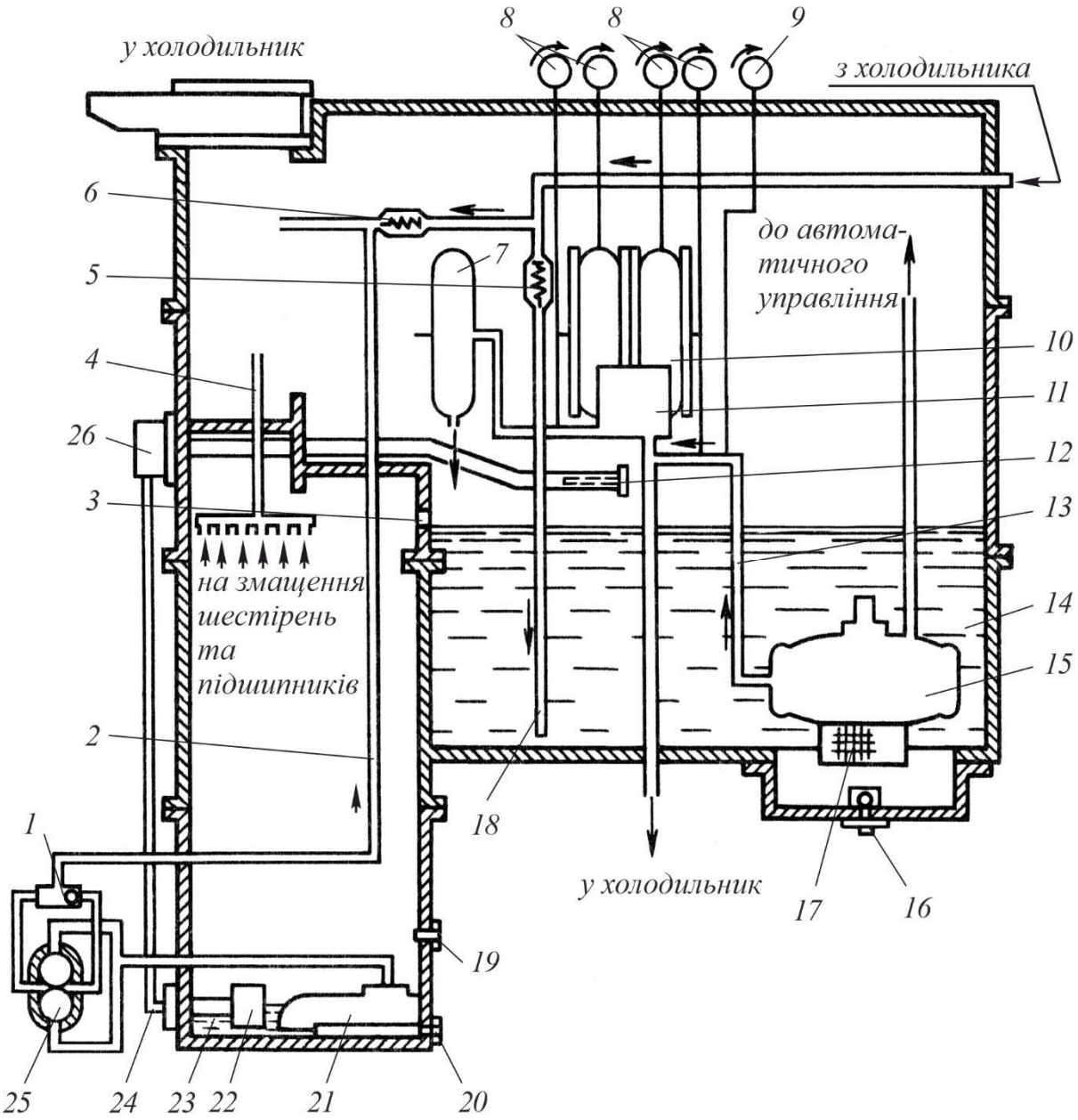


Рис. 13.43. Принципова схема системи змащення зубчастих коліс і підшипників УГП:

1 – нагнітальний клапан; *2* – нагнітальна труба; *3* – зливне вікно; *4* – трубопровід системи змащення; *5* – підпірних клапан; *6* – зворотний клапан; *7* – гідромуфта; *8* – манометри; *9* – термометр; *10* – гідротрансформатор; *11* – золотникова коробка; *12* – труба підводу масла до охолоджувача; *13* – труба підводу масла до золотникової коробки; *14* – верхній картер; *15* – живильний насос; *16*, *20* – зливні клапани; *17* – сітка живильного насоса; *18* –зливна труба; *19* – контрольна пробка; *21* – масляний фільтр насоса системи змащення; *22* – масляний фільтр відкачувального насоса; *23* – нижній картер; *24* – усмоктувальна труба; *25* – насос системи змащення; *26* – відкачувальний насос

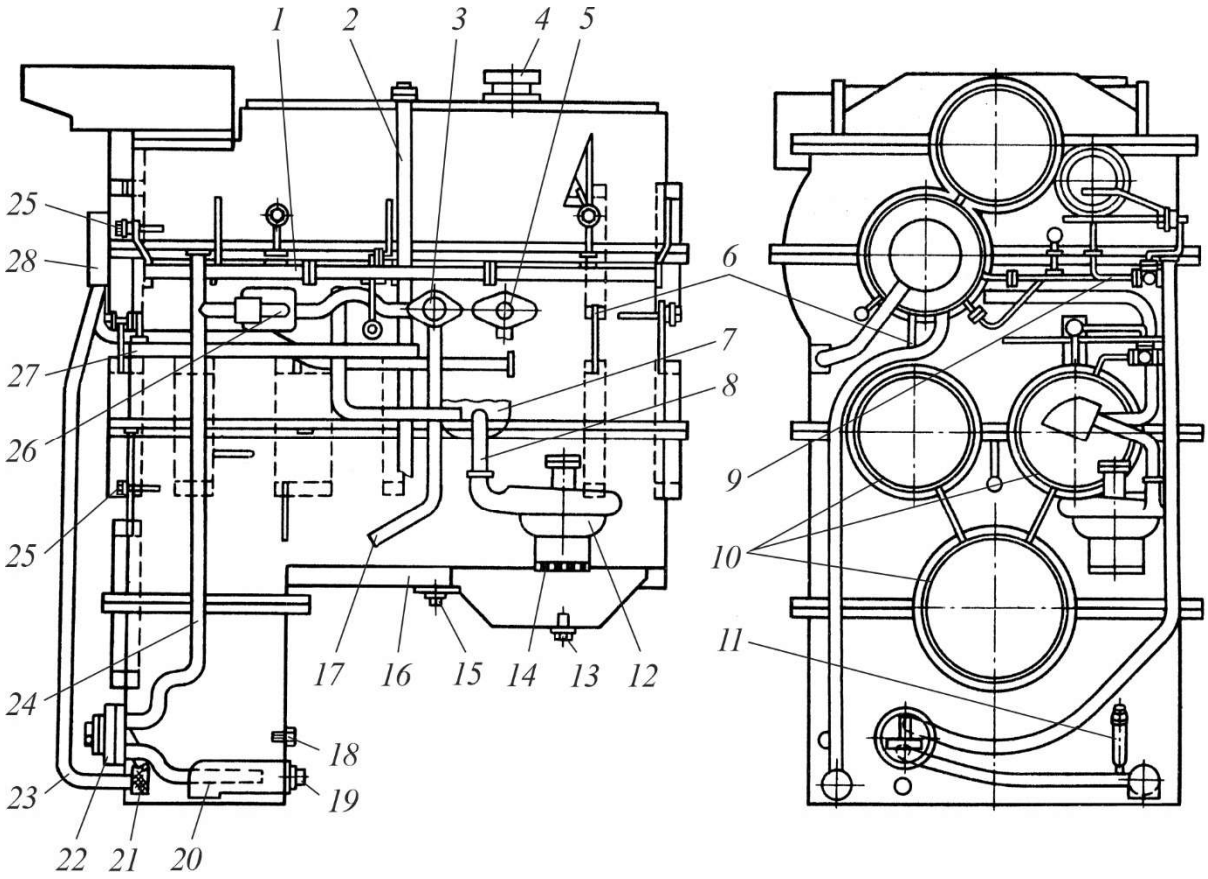


Рис. 13.44. Зовнішній вид системи змащення
зубчастих коліс і підшипників УГП:

1 – верхня живильна труба; *2* – масловимірник верхнього картера; *3* – підпірний клапан; *4* – заливальна горловина; *5* – труба підводу масла до охолоджувача; *6* – канали в корпусі; *7* – золотникова коробка; *8* –труба підводу масла до золотникової коробки; *9* – трубопровід; *10* – канали для змащування підшипників; *11* – масловимірник нижнього картера; *12* – живильний насос; *13* – зливний клапан; *14* – сітка живильного насоса; *15* –пробка люка; *16* – люк; *17* – труба зливна; *18* – зливний клапан; *19* – контрольна пробка; *20* –масляний фільтр насоса системи змащування; *21* – масляний фільтр відкачуючого насоса; *22* – насос системи змащення; *23* – усмоктувальна труба; *24* – нагнітальна труба; *25* – форсунка; *26* – зворотний клапан; *27* – нижня живильна труба; *28* – відкачувальній насос

Масло, яке надходить в систему змащення, надходить в роздавальні труби, а потім по розвідних трубках, каналах і свердліннях в корпусі подається до точок змащення.

Масло з гідроапаратів, теплообмінника і частково з місць змащення зливається в верхній картер. Надлишок масла крізь переливне вікно в стінці верхнього картера зливається в нижній картер. У нього ж зливається і частина масла після змащення шестірень і підшипників.

Щоб уникнути переповнення нижнього картера і витікання масла по осі роздаткового вала, а також для підтримки заданого рівня масла в верхньому картері масло з нижнього картера постійно перекачується в верхній. Для цієї мети на торці кришки головного валу встановлено вихровий **відкачувальний насос** (рис. 13.46). Робочий елемент цього насоса – зірочка *5* обертається в розточеннях корпусу і кришки в кулькових підшипниках. Обертання зірочка отримує від головного вала УГП через ресору (торсіонний валик).

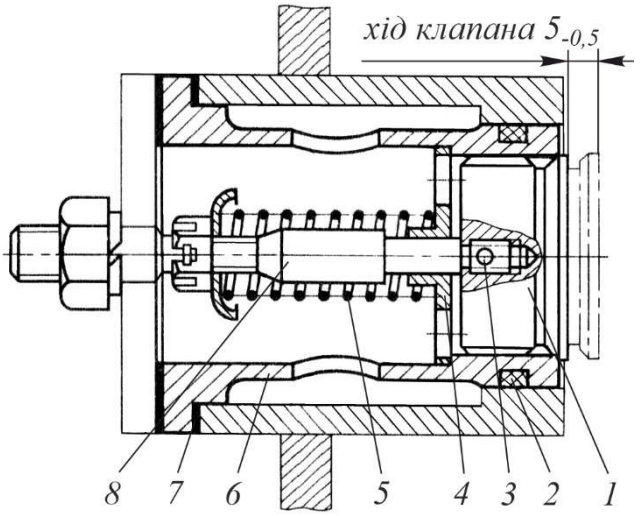


Рис. 13.45. Підпірний клапан:
1 – клапан; *2* – кільце ущільнювача;
3 – шплінт; *4* – упорна шайба; *5* – пружина;
6 – стакан; *7* – прокладка; *8* – шпилька

Під час руху тепловоза в холодному стані з невід'єднаними карданними валами вихідний вал УГП і вторинні вали обертаються за рахунок обертання коліс тепловоза. Для забезпечення в цьому випадку змащення обертових частин УГП в нижньому картері встановлений шестерінчастий насос системи змащування (див. рис. 13.23). Насос прифланцьований до стінки нижнього картера. Масло, яке надходить до насоса системи змащення, очищається в масляному фільтрі, розміщеному в нижньому картері.

Запитання до самоконтролю

1. Типорозміри гідропередач.
2. Будова та принцип дії гідропередачі тепловоза ТГМ1.
3. Будова та принцип дії гідропередачі тепловоза ТГМ2 й ТГМ3.
4. Будова та принцип дії гідропередачі ГДП-1000.
5. Призначення та будова валів гідропередачі ГДП-1000.
6. Призначення та будова валів гідропередачі УГП 750-1200.
7. Система змащення зубчастих коліс і підшипників гідропередач ГДП-1000 та УГП 750-1200.
8. Призначення, будова та робота фільтрів відкачувального насо-

са та пластинчастого системи управління, електропневматичного вентиля, механізму перемикання реверсора, блокувального клапана та клапана вихрового насоса.

9. Призначення, будова та робота насосів: живильного, відкачувального та системи змащення.

10. Призначення, будова та робота золотникової коробки.

11. Призначення, будова та робота електрогідравлічного вентиля.

12. Призначення, будова та робота датчика швидкості.

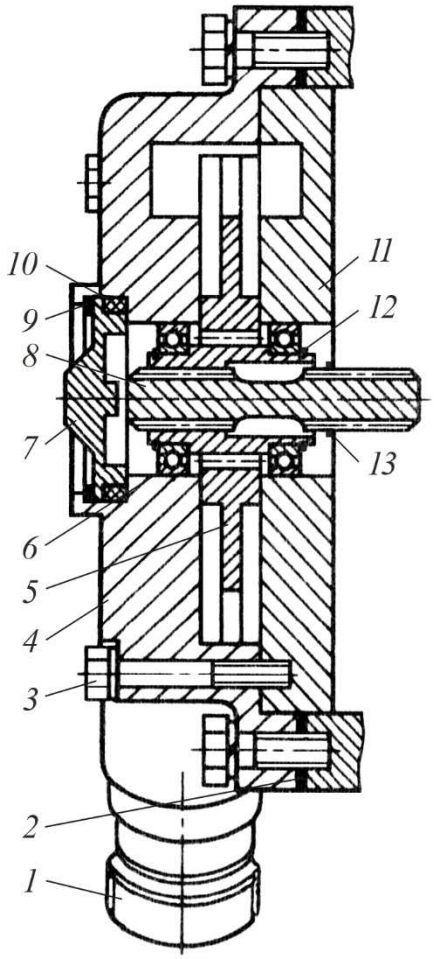


Рис. 13.46. Відкачувальний насос:
1 – штуцер; *2* – прокладка; *3* – болт; *4* – корпус; *5* – зірочка; *6* – кульковий підшипник; *7*, *11* – кришки; *8* – валик; *9* – пружинне кільце; *10* – гумове кільце; *12*, *13* – стопорні кільця

ГЛАВА 14

Автоматичне регулювання тепловозних гідропередач

14.1. Призначення системи автоматичного регулювання (САР)

Автоматичне регулювання гідропередачі призначається для перемикання ступенів швидкості руху тепловоза в заданих точках його тягової характеристики; ці точки вибираються за умови отримання найкращих тягових властивостей і максимальної економічності тепловоза, що є рівносильним ефективному використанню потужності його первинного двигуна (дизеля) в конкретних умовах руху.

САР можна розглядати як регулятор швидкості руху тепловоза за обраною програмою для кожного режиму роботи дизеля згідно умовам руху, які змінюються (в основному опором руху поїзда).

Крім високої експлуатаційної надійності, тобто своєчасності та безвідмовності перемикання ступенів швидкості, САР повинні задовольняти вимогам простоти конструкції, обслуговування й ремонту, а також уніфікації окремих її вузлів. Вибір найкращої програми САР є складною задачею, тому що одночасне отримання високих тягових і економічних якостей тепловоза являє собою великі труднощі. Для більшості транспортних дизелів режим найбільшої дотичної потужності тепловоза не є самим економічним і, навпаки, передача, яка задовольняє максимальну економічність, не забезпечує найкращу тягову характеристику.

На рис. 14.1 зображено зовнішню й регуляторні характеристики дизеля та характеристику його найбільш економічної потужності, яка відповідає мінімальним питомим витратам пального.

Аналізуючи рис. 14.1 постає зрозумілим, що для отримання найкращих тягових якостей тепловоза необхідно, щоб суміщені характе-

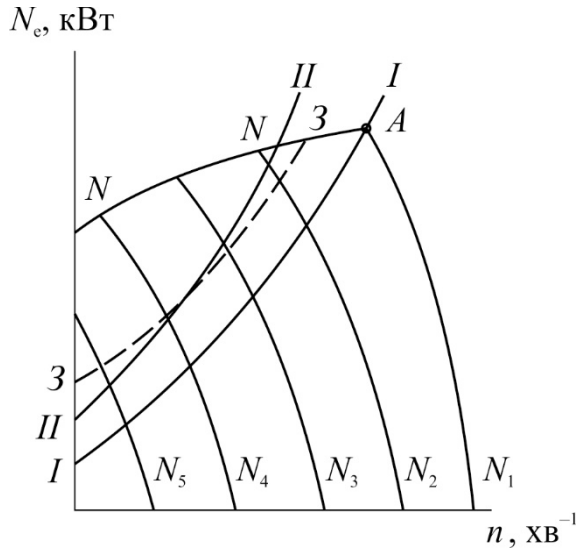


Рис. 14.1. Характеристики дизеля: N_e – ефективна потужність; n – число обертів колінчастого вала; $N-N$ – зовнішня характеристика дизеля; $I-I$ – характеристика гідротрансформатора під час роботи дизеля з максимальним навантаженням; $II-II$ – характеристика гідротрансформатора під час роботи дизеля на режимах з найбільшою потужністю; $З-З$ – економічна характеристика дизеля, яка відповідає мінімальним питомим витратам пального; N_1-N_5 – регуляторні характеристики дизеля

ристики гідротрансформатора (парабола $I-I$) і дизеля (крива $N-N$) перетиналися в точці A, яка відповідає найвищій потужності дизеля. Але характеристика гідротрансформатора не може співпадати з економічною характеристикою дизеля (штрихова крива $З-З$), оскільки ці характеристики висловлюються рівняннями різних порядків. Тому робота гідротрансформатора за параболою максимальної потужності $I-I$ не є економічною. Більш висока економічність досягається у випадку, якщо характеристика гідротрансформатора $II-II$ можливо більше наближається до штрихової кривої $З-З$, тобто до економічної характеристики дизеля.

У силу неможливості задоволення одночасних вимог до економічної та максимальної потужності тепловоза конструктори йдуть шляхом або проектування гідропередач із середніми показниками, або шляхом задоволення однієї з вимог у збиток іншій. Звичайно програма САР обирається таким чином, щоб забезпечувалася або висока економічність тепловоза на режимах найвищої потужності (парабола $II-II$), або його найкращі тягові властивості під час роботи дизеля з максимальним обертальним моментом колінчастого вала.

Дослідження процесу перемикання ступенів швидкості САР краще за все проводити за спеціальним графіком, який називається “характеристикою перемикання передач”. На цьому графіку (рис. 14.2) зміни дотичної сили тяги $F_д$ й к.к.д. тепловоза η залежно від швидкості руху

V й різних позицій контролера машиніста з нанесеними на них кривими, які визначають моменти перемикання передач.

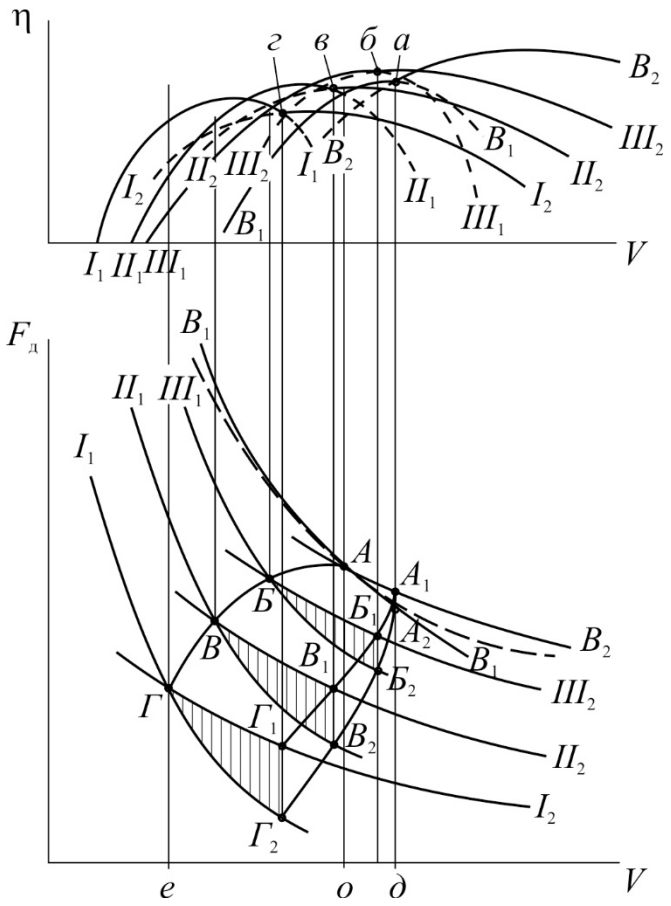


Рис. 14.2. Характеристика перемикання гідропередачі й зміни к.к.д. залежно від швидкості руху тепловоза й позиції контролера машиніста:

$F_д$ – дотична сила тяги тепловоза; V – швидкість руху; η – к.к.д. гідропередачі

Максимальна дотична сила тяги тепловоза при роботі дизеля на режимі повної потужності буде отримана при перемиканні ступенів швидкості в точці *А*, тобто в точці перетину кривих сили тяги двох суміжних ступенів швидкості (стик 1-ї та 2-ї ступенів швидкості). При роботі дизеля на режимах часткової потужності кращі тягові якості тепловоза будуть дотримуватися при перемиканні ступенів швидкості в точках *Б*, *В* й *Г* і характеристика перемикань передач буде представлена кривою *АБВГ*. Але перемикання ступенів швидкості за таким характером, які забезпечують найкращі тягові якості тепловоза, є невигідними в економічному відношенні, оскільки перехід з нижчої швидкості на вищу супроводжується падінням к.к.д. Величина цього падіння

вимірюється різницею ординат кривих к.к.д., позначених на рис. 14.2 однаковими цифрами на обох ступенях.

При рівних економічних якостях на стику суміжних ступенів швидкості к.к.д. у моменти перемикання є рівними. З кривої *абвг* однакових к.к.д. узгоджується характеристика перемикань передач $А_2Б_2В_2Г_2$, яка визначає моменти перемикання з нижчої ступені на вищу, та $А_1Б_1В_1Г_1$ – при перемиканні з вищої ступені на нижчу. При цьому криві сили тяги будуть не плавними, а ступінчастими. Ординати заштрихованих областей, які відповідають силі тяги, що не використовується, визначають степінь погіршення тягових якостей тепловоза.

Таким чином, САР гідропередачі не дозволяють отримати одночасно високі тягові та економічні якості тепловоза. Для магістральних тепловозів моменти перемикання передач краще за все обирати за кривими $АБ_1В_1Г_1$ і $АБ_2В_2Г_2$, які забезпечують більш високі тягові якості тепловоза при роботі дизеля на режимі повної потужності (точка *А*) й більш високу економічність – на режимі часткової потужності.

Наведена на рис. 14.2 характеристика перемикання передач властива гідропередачам, які використовують гідротрансформатори з прозорою характеристикою хоча б у зоні передаточних відношень, при яких відбувається перемикання ступенів швидкості або кіл циркуляції робочої рідини. Якщо гідротрансформатори мають непрозору характеристику, то абсциси точок перетину тягових характеристик ступенів і відповідних економічних характеристик співпадають і оптимальна характеристика перемикання представляється квадратичною параболою.

У комплексних гідротрансформаторах ГТКІ, ГТКІІ перемикання здійснюється при $i \approx 0{,}8$, тобто в зоні різко вираженої прозорої характеристики, тому вибір оптимальної характеристики перемикання тут представляє певні труднощі та являється компромісним рішенням.

Внаслідок труднощів виготовлення надійних датчиків обертальних моментів, що визначають силу тяги тепловоза, більшість САР побудовано на сигналах двох швидкостей: швидкості обертання колінчастого вала дизеля й швидкості руху тепловоза, або швидкості обертання насосного й турбінного коліс гідротрансформатора. Такі САР називаються двоімпульсними.

У початковий період автоматизації гідропередач застосовувалися більш прості одноімпульсні САР; вони здійснюють перемикання передач залежно від швидкості руху тепловоза й виключають можливість отримання високих тягових та економічних якостей тепловоза на всіх

режимах роботи його дизеля. Двоімпульсні системи дозволяють налаштувати автоматику на перемикання ступенів швидкості руху тепловоза в точках тягової характеристики, що відповідають високим тяговим або економічним якостям тепловоза залежно від вимог, які до нього пред'являються.

Характеристики перемикання передач *АБВГ* визначають моменти перемикання при оптимальних тягових режимах, а крива $АБ_2В_2Г_2$ – при роботі тепловоза на економічних режимах. Обидві криві відносяться до двоімпульсної системи регулювання. Вертикальна лінія *Ао* представляє характеристику перемикання передач при одноімпульсній САР.

Якщо обидві системи автоматики (дво- та одно імпульсна) налаштовані на однакові тягові та економічні якості при роботі дизеля на режимі повної потужності (точка *А*), то при часткових навантаженнях якості системи є різними.

У діапазоні швидкостей *о – д* більш високою економічністю володіє двоімпульсна система САР, але за тяговими якостями вона незначно поступається одноімпульсній системі. У діапазоні *о – е* як за економічною, так і за тяговою якостями кращою опиняється двоімпульсна система регулювання гідропередач.

Залежно від застосування пристроїв чутливих елементів створені три системи автоматичного перемикання швидкостей: гідравлічна, електрична й механічна. Крім того, існують ще й комбіновані системи автоматики: гідромеханічні й електрогідравлічні.

На тепловозах залізниць і промислових підприємств України застосовані такі різновиди систем автоматики: гідравлічні (тепловози ТГМ2, МГ2), електричні (тепловози ТГМ1, ТГ102, АМГ5), електрогідравлічні (тепловози ТГ100, ТГ102, ТГМ3, ТГМ4, ТГМ6) та гідромеханічні (тепловози ТГМ1, МГ1). На деяких тепловозах ТГ102 й ТГМ1 як порівняльний дослід застосовані різні системи автоматики.

14.2. Одноімпульсні САР гідропередачею тепловозів ТГМ1

Типову одноімпульсну гідромеханічну САР, установлену на тепловозі ТГМ1, зображено на рис. 14.3.

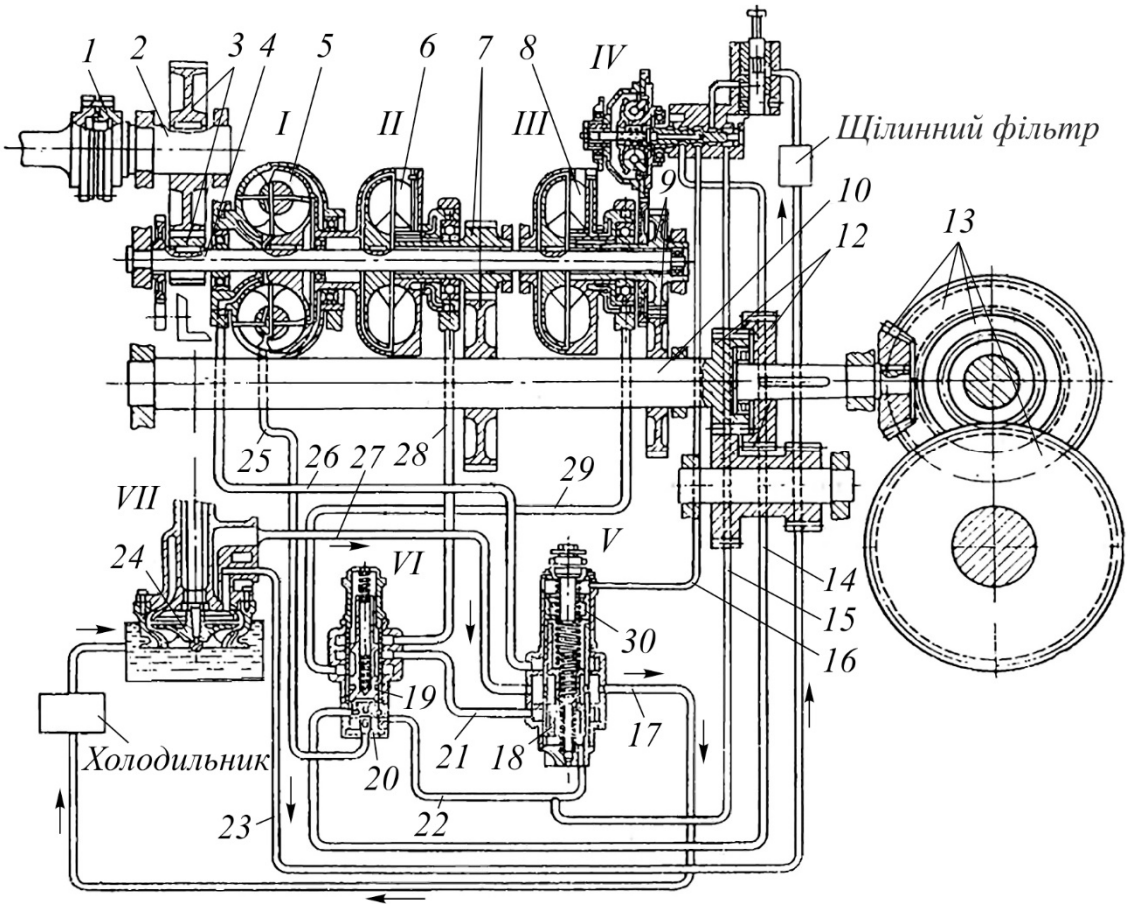


Рис. 14.3. Схема одноімпульсної системи автоматичного регулювання гідромеханічної передачі тепловоза ТГМ1:

I – гідротрансформатор; *II* і *III* – гідромуфти; *IV* – відцентровий регулятор-перемикач; *V* – золотник гідротрансформатора; *VI* – золотник гідромуфти; *VII* – допоміжний масляний насос; *1* – пружна муфта; *2* – ведучий вал передачі; *3* – підвищувальна зубчаста передача; *4* – вал насосних коліс гідроапаратів; *5* – турбінне колесо гідротрансформатора; *6* і *8* – турбінні колеса гідромуфт; *7* і *9* – зубчасті передачі; *10* – ведений вал передачі; *11* – приводні шестірні передачі до допоміжного масляного насоса; *12* – шестірні режимної коробки; *13* – конічні зубчасті шестірні; *14*, *15*, *16*, *17*, *21*, *22*, *23*, *26*, *27*, *28* і *29* – трубопроводи; *18*, *19* і *30* – золотники; *20* – клапан; *24* – вихровий насос

У цій системі управління перемиканням ступенів швидкості руху тепловоза здійснюється за допомогою відцентрового регулятора-перемикача *IV*, який приводиться до обертання від веденого вала гідропередачі. Цей регулятор-перемикач переміщує розподільний золотник, який управляє подачею робочої рідини (у даному випадку масла) до гідроапаратів та, отже, вмиканням і вимиканням ступенів швидкості. При трьох колах циркуляції (гідротрансформатор і дві гідромуфти) регулятор-перемикач спрацьовує при двох значеннях швидкості руху

тепловоза: при швидкості, яка відповідає перемиканню з гідротрансформатора *I* на гідромуфту *II*, і при швидкості, яка відповідає перемиканню з гідромуфти *II* на гідромуфту *III* [14].

Допоміжний масляний насос *VII*, який забезпечує чіткість перемикання передач, об'єднує в собі відцентровий і вихровий насоси. Вал насоса приводиться до обертання від вхідного вала гідропередачі за допомогою двох пар шестірень – циліндричної та конічної – та подає масло через золотник *V* гідротрансформатора по маслопроводах до холодильника *31* й на змащування шестірень. Водночас від вихрового насоса *24* масло під потужним напором потрапляє трубопроводом *23* через щілинний фільтр до відцентрового регулятора-перемикача *IV*. Щілинний фільтр установлений для захисту відцентрового регулятора-перемикача від забруднення.

Вмикання гідропередачі при зрушенні тепловоза з місця здійснюється з пульта управління машиніста електропневматичним вентилем, через посередство якого пусковий золотник опускається вниз. Тоді від вихрового насоса по трубопроводах *23* й *15* масло надходить до золотника *V* гідротрансформатора й підіймає золотник *18* уверх. Водночас по трубопроводу *22* масло підходить до клапана *20* золотника *VI* й запирає його. Тепер масло від насоса *VII* проходить по трубопроводах *27* і *26* й заповнює гідротрансформатор; зливний трубопровід *25* гідротрансформатора закритий клапаном *20*.

По досягненні тепловозом швидкості, яка відповідає моменту перемикання на гідромуфту, золотник відцентрового перемикача зсувається вліво настільки, що відкриває шлях маслу від вихрового насоса по трубопроводу *16* до золотника *30*, який пересувається в нижнє положення. Водночас по трубопроводу *14* масло надходить до золотника *VI* гідромуфти й підіймає золотник *19* уверх.

Насос *VII* трубопроводами *21*, *27* і *28* з'єднується з гідромуфтою *II*, яка заповнюється маслом і передає обертальний момент. У той же час відбувається злив масла з гідротрансформатора по трубопроводу через відкритий клапан; трубопровід *22* у цей час з'єднаний з картером. По досягненні II-ї швидкості перемикання золотник відцентрового перемикача зсувається вліво таким чином, що трубопроводи *14* й *15* опиняються закритими; відкритим залишається тільки трубопровід *16*.

Золотник *19* опускається вниз і масло з насоса *VII* заповнює гідромуфту *III* по трубопроводах *21*, *27* і *29*. Водночас припиняється подача масла до гідромуфти *II* та її порожнина звільняється від масла через

клапани випорожнення. Зворотні переходи з гідромуфти *III* на гідромуфту *II* та з гідромуфти *II* на гідротрансформатор *I* також відбуваються автоматично.

Розглянута система автоматичного регулювання була також застосована за радянських часів на тепловозі МГ1, рекомендована для уніфікованих гідропередач і двічі удосконалювалася на Муромському тепловозобудівному заводі. Застосувавши перемінну затяжку пружини, залежну від позиції штурвала (контролера) машиніста, тобто від числа обертів колінчастого вала дизеля, цей завод здійснив двоімпульсну систему автоматичного регулювання, яка пізніше була встановлена на тепловозі ТГМ23.

Управління розглянутою гідропередачею значно удосконалене (рис. 14.4). Вал дизеля *1* через пружну муфту *2*, голчасту муфту *3* та шестірні *4* й *45* підвищувальної передачі приводить до обертання вал *46*, на якому укріплені насосні колеса гідротрансформатора *43*, першої гідромуфти *42* й другої гідромуфти *36*. Пружна *2* й голчаста *3* муфти допускають деяку неточність співпадіння осей вала дизеля й гідропередачі. Під час стоянки тепловоза при працюючому дизелі гідротрансформатор і гідромуфти працюють вхолосту, без заповнення маслом. Відцентровий масляний насос *34* при цьому обертається та подає масло через золотникову коробку гідротрансформатора *18* по маслопроводу *25* до холодильника й на змащування шестірень. Від вихрового насоса *33* масло по маслопроводу *14* через пластинчастий фільтр *13* надходить до корпуса відцентрового регулятора-перемикача *9*.

Відцентровий регулятор-перемикач призначений для автоматичного перемикання гідроапаратів передачі і є головним чутливим елементом у системі її автоматики. Він приводиться до дії шестірнею *13* від веденого вала гідропередачі, й тому частота обертання регулятора змінюється пропорційно швидкості руху тепловоза. Золотник *11* – основна деталь відцентрового перемикача – постійно знаходиться під дією двох протилежно спрямованих сил: сили натиску пружин *5* і *6* і відцентрової сили вантажиків *8*, які обертаються.

Пластинчастий фільтр *13* встановлений для захисту відцентрового регулятора від забруднення. При зрушенні тепловоза з місця машиніст за допомогою штурвала на пульті управління опускає поршень увімкнення *12*.

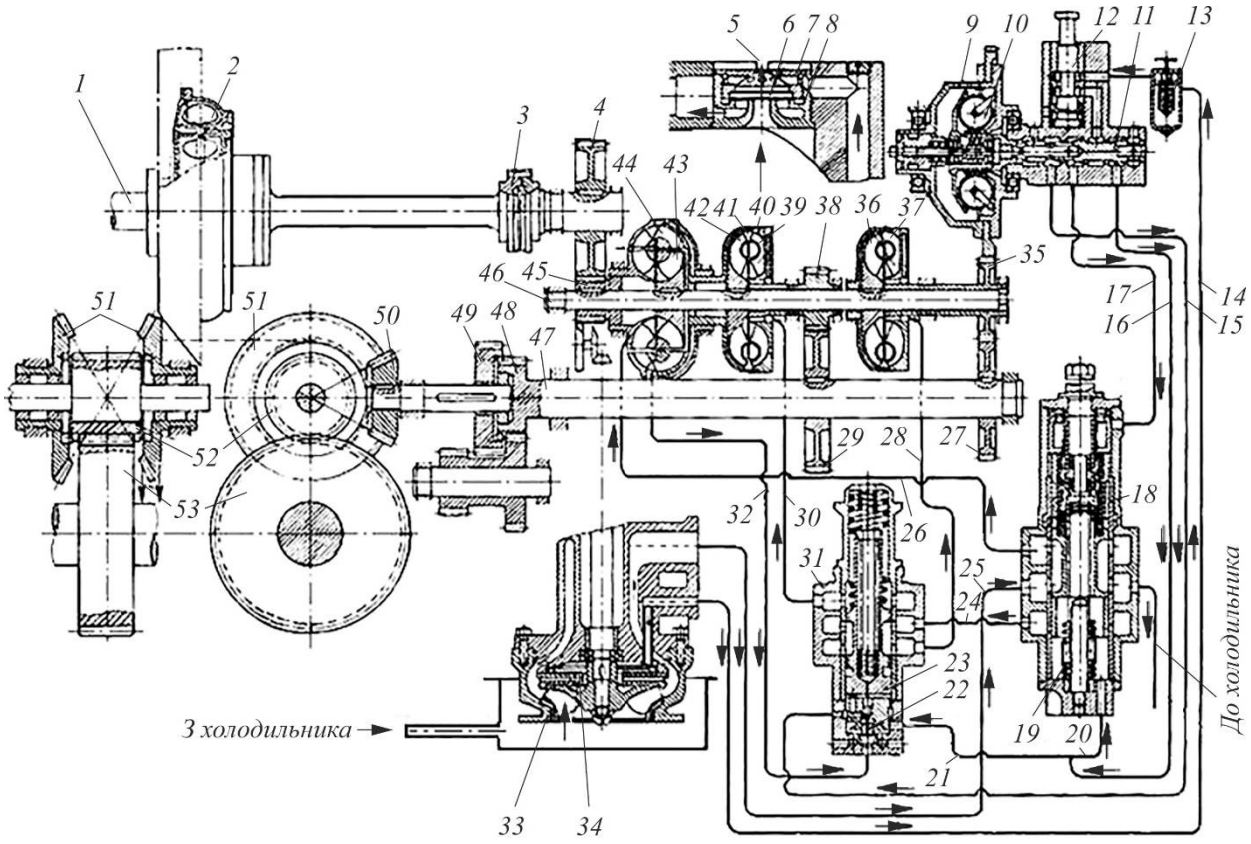


Рис. 14.4. Схема управління гідропередачею з одним гідротрансформатором і двома гідромуфтами:

1 – вал дизеля; *2* – пружна муфта; *3* – голчаста муфта; *4*, *27*, *29*, *35*, *38*, *45*, *48*, *49*, *50*, *51*, *52*, *53* – шестірні; *5* – радіальний отвір; *6* – мембрана; *7* – кришка клапана; *8* – клапан випорожнення муфт; *9* – корпус відцентрового регулятора; *10* – вантажі регулятора; *11* – поршень регулятора; *12* – поршень вмикання; *13* – пластинчастий фільтр; *14…17*, *20*, *21*, *24…26*, *28*, *30* і *32* – маслопроводи; *18* і *22* – золотникова коробка гідротрансформатора; *19* і *23* – поршень; *31* – золотникова коробка гідромуфт; *33* – вихровий насос; *34* – відцентровий масляний насос; *36* – насосне колесо другої гідромуфти; *37* – турбінне колесо другої гідромуфти; *39* – турбінне колесо першої гідромуфти; *40* – радіальний канал; *41* – отвір для зливу масла з гідромуфт; *42* – насосне колесо першої гідромуфти; *43* – насосне колесо гідротрансформатора; *44* – турбінне колесо гідротрансформатора; *46* – вал насосних коліс; *47* – проміжний вал гідропередачі

Масло по маслопроводах *16* і *20* потрапляє під поршень *19* золотникової коробки *18* гідротрансформатора, піднімаючи поршень уверх, а по маслопроводах *16* і *21* масло потрапляє під клапан *22* золотникової коробки *31* гідромуфт. Тоді масло по маслопроводах *25* і *26* йде для заповнення гідротрансформатора. Зливний маслопровід *32* закривається клапаном *22*. Турбінне колесо *44* гідротрансформатора через турбінне колесо *39* першої гідромуфти й через шестірні *38* і *29* приводить до обертання проміжний вал *47*, який на поїзному режимі через шестірні *48*, *49*, *50*, *51*, *52* й *53* передає момент тяговому валу. По досягненні тепловозом швидкості 24 км/год здійснюється перехід на роботу на першій гідромуфті. Відцентровий регулятор приводиться до обертання від веденого вала шестірнею *35*. Вантажі *10* регулятора розходяться та зсувають поршень *11* регулятора вліво настільки, що масло починає проходити по маслопроводах *17* і *15*, а маслопровід *16* відкривається до атмосфери. Масло по маслопроводу *17* потрапляє під поршень *19* і пересуває його в нижнє положення. По маслопроводу *15* масло надходить під поршень *23* та підіймає його уверх. Масло від насосного колеса по маслопроводах *25*, *24* і *30* йде на наповнення першої гідромуфти. Момент від турбінного колеса *39* першої гідромуфти передається тяговому валу через шестірні *38*, *29*, *48*, *49*, *50*, *51*, *52* і *53*. При роботі гідромуфти частина масла стікає через два калібровані отвори *41* діаметром 2 мм в коробку на охолодження (як на рис. 14.4 показано стрілкою).

По досягненні тепловозом швидкості 37,5 км/год поршень *11* регулятора зсувається вліво вантажами *10* настільки, що маслопроводи *15* і *16* опиняються закритими, а відкритим залишається маслопровід *17*. Масло від насоса йде на наповнення другої гідромуфти по маслопроводах *25*, *24* й *28*. З першої гідромуфти масло зливається крізь три клапани випорожнення *8.* Тепловоз на другій гідромуфті розвиває швидкість до 60 км/год. Момент від турбінного колеса *37* другої гідромуфти передається тяговому валу через шестірні *35*, *27*, *48*, *49*, *51*, *52* й *53*.

Щоб краще порозуміти описане вище управління гідропередачею доцільним буде більш-менш детально розглянути будову й принципи дії її основних вузлів системи управління.

Відцентровий регулятор-перемикач (рис. 14.5) призначений для автоматичного перемикання гідроапаратів передачі і є головним чутливим елементом у системі її автоматики.

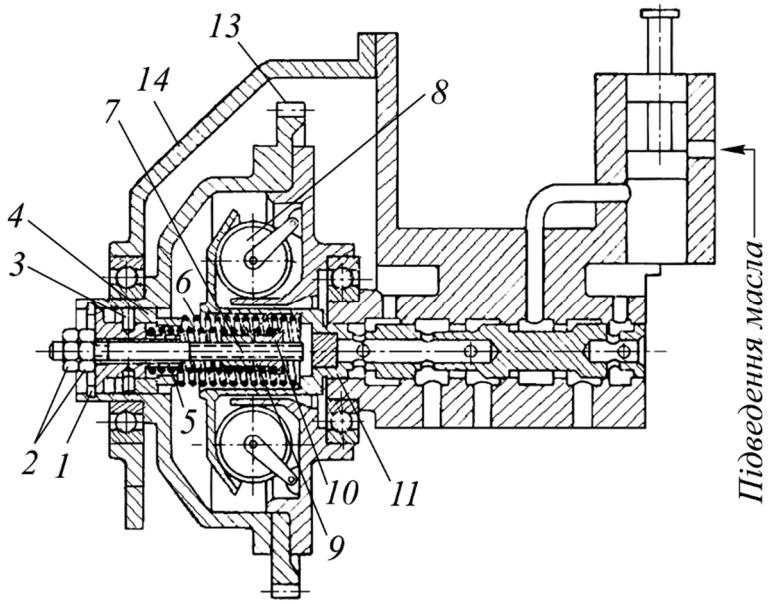


Рис. 14.5. Відцентровий регулятор-перемикач:
1 – стопорне кільце; *2* – гайка; *3* – канал; *4* й *9* – втулка; *5* і *6* – пружини; *7* – установчий гвинт; *8* – вантажі, які обертаються; *10* – регулювальна гайка; *11*– золотник; *12* – поршень; *13* – шестірня; *14* – корпус

Він приводиться в дію шестірнею *13* від веденого вала гідропередачі, й тому частота обертання регулятора змінюється пропорційно швидкості руху тепловоза. Золотник *11* – основна деталь відцентрового перемикача – постійно знаходиться під дією двох протилежно спрямованих сил: сили натиску пружин *5* і *6* і відцентрової сили вантажиків *8*, які обертаються.

Золотник має три виточки, які у відповідних положеннях з'єднують канал підводу масла від вихрового насоса з відповідними каналами золотникових коробок гідропередачі.

На початковий момент руху, коли частота обертання обойми з вантажами є малою, зусилля попередньої затяжки зовнішньої пружини перевершує величину осьової складової відцентрової сили й вантажі, а також золотник, залишаються в крайньому правому положенні. При підвищенні швидкості обертання вантажі відкидаються від осі відцентровими силами, натискають на тарілку золотника й пересувають його вліво.

Якщо сили інерції подолають зусилля попередньої затяжки пружини, золотник переміститься вліво до упору в торець установчого гвинта *7*. У цьому положенні золотника відбувається перемикання з гідротрансформатора на першу гідромуфту.

Подальше переміщення золотника відбувається тоді, коли осьова складова відцентрових сил вантажів перевершує не лише зусилля зовнішньої пружини, але й попередню затяжку другої (внутрішньої)

пружини *5*. Золотник займає крайнє ліве положення, якому відповідає перемикання з першої гідромуфти на другу.

Під час зниження швидкості руху тепловоза, коли сумарне зусилля обох пружин перевищить осьову складову відцентрових сил вантажів, золотник переміститься вправо до положення перемикання з другої гідромуфти на першу. У цьому положенні пружина *5* не буде діяти на золотник, тому що заплечик регулювальної гайки *10* обмежить подальше її розтиснення.

Якщо і далі знижувати швидкість руху тепловоза відцентрова сила вантажів стане меншою, ніж зусилля однієї пружини *6*, й тоді переміщення золотника вправо забезпечить перемикання з першої гідромуфти на гідротрансформатор.

Перемикання гідроапаратів суміщаються в часі таким чином, що не відбувається розриву кінематичного й силового ланцюга, який зв'язує дизель з рушійними колесами тепловоза, розвантаження дизеля й падіння сили тяги тепловоза до нуля. Зміна швидкісного режиму дизеля в процесі перемикання відбувається достатньо плавно.

Золотникова коробка гідротрансформатора (рис. 14.6) є основною системою розподілу масла, яка обслуговує холодильник, гідротрансформатор і золотникову коробку гідромуфт. Поршні золотникової коробки на рисунку зображені в центральному положенні, коли масло від регулятора до коробки не підходить. При цьому масло, яке надходить від насоса через патрубок *В* до середньої порожнини, проходить через канал *Г*. Якщо масло підходить від регулятора через отвір *Д*, то поршень *4* підіймається вверх, і масло через верхню порожнину й патрубок *Е* направляється до гідротрансформатора.

Коли масло від регулятора надходить через отвір *Ж* і поршень *4* опускається вниз, то з середньої порожнини масло переходить до нижньої та через патрубок *И* входить до золотникової коробки гідромуфт. Пружини *2*, *3*, *5* і *9* служать для повернення поршня в нейтральне положення.

Золотникова втулка *4* запресовується в корпус коробки *5*. Поршень-золотник *7* пересувається в золотниковій втулці й притискається до головки *2* пружинами *8* і *9*. Пружини втримуються стаканом *6*, який привернутий до корпуса коробки шпильками *10*.

Кришка *3* коробки кріпиться до корпуса чотирма болтами *11*. При переході роботи тепловоза з гідротрансформатора на гідромуфти масло із золотникової коробки гідротрансформатора надходить до золотникової коробки гідромуфт через патрубок *А*, який з'єднується зі середньою порожниною корпуса.

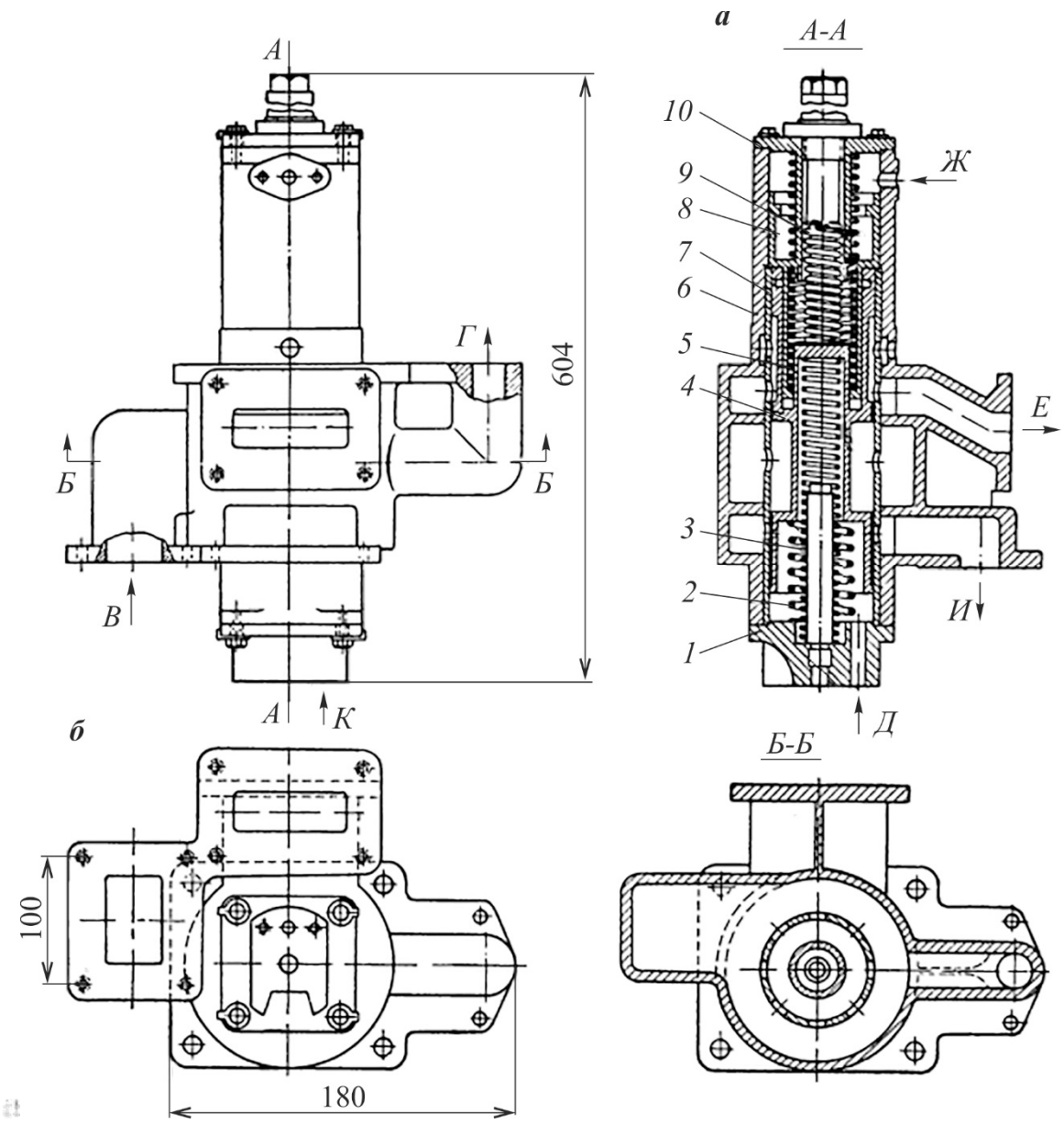


Рис. 14.6. Золотникова коробка гідротрансформатора:
а – розріз по *А-А*; *б* – вид по стрілці *К*; *в* – розріз по *Б-Б*;
1 і *10* – кришка; *2*, *3*, *5* і *9* – пружина; *4* – поршень; *6* – корпус коробки; *7* і *8* – втулка

На момент переходу на першу гідромуфту масло надходить з регулятора через канал *Б* та пересуває поршень-золотник *7* у верхнє положення, відкриваючи маслу прохід із середнього каналу через верхній канал, і проходить до першої гідромуфти для її заповнення. Під час переходу на режим першої гідромуфти перепускний клапан *1* золотникової коробки відкривається й масло з гідротрансформатора витікає в коробку передач через отвори *Е* і *Ж*.

Для роботи на другій гідромуфті доступ масла під поршень по каналу *Б* припиняється. Поршень під дією пружин опускається вниз і масло з середньої порожнини через канал *В* йде на наповнення другої гідромуфти.

Золотникова коробка кріпиться до середньої частини коробки гідропередачі.

Золотникова коробка гідромуфт (рис. 14.7) призначається для управління наповненням гідромуфт маслом. Золотникова коробка гідромуфт також кріпиться до середньої частини коробки гідропередачі.

При переході з гідротрансформатора на гідромуфту доступ масла з регулятора по каналу *Г* припиняється. Масло з гідротрансформатора витікає в коробку гідропередачі, підіймаючи клапан *1*. По каналу *И* масло подається до першої гідромуфти.

Корпус *5* коробки відлитий з чавуну Сч 18-36 і являє собою порожню коробку, всередині розділену перегородками, які утворюють три порожнини, кожна з яких має свій канал для проходу робочої рідини. У внутрішню частину коробки запрессована втулка *4* з отворами, що сполучають внутрішні порожнини коробки з порожниною золотника. В осьове свердління золотника *7* входить пружина, яка утримується стаканом *6* і служить для повернення золотника в нижнє положення. Стакан *6* своїм центрувальним паском входить в корпус коробки до упору в торець втулки і кріплять до корпусу чотирма шпильками М8×95; гайки від відгвинчування контрять стопорними шайбами. Знизу до фланця коробки чотирма болтами М8×25 кріплять головку *2* в зборі з клапаном *1* і його гайкою.

Клапан *1* має хвостовик з нарізним отвором М8 для притирання до посадкового паску і сідла клапана. Цей хвостовик за необхідністю використовують для вилучення клапана з золотникової коробки без розбирання гідропередачі за допомогою спеціального дроту, що має на кінці різьблення. Гайку ввертають в головку до упору в буртик; для укручування і вивертання гайка має проріз. Отвір для гвинта гайки дозволяє отримувати її з порожнини золотника. Спеціальний хвостовик гайки є обмежувачем підйому клапана. Підйом клапана повинен бути в межах 2±0,2 мм.

У момент наповнення робоча рідина надходить крізь свердлений отвір *Г* в порожнину над клапаном *1*, притискає його до посадкового паску і сідла клапана і блокує зливання робочої рідини.

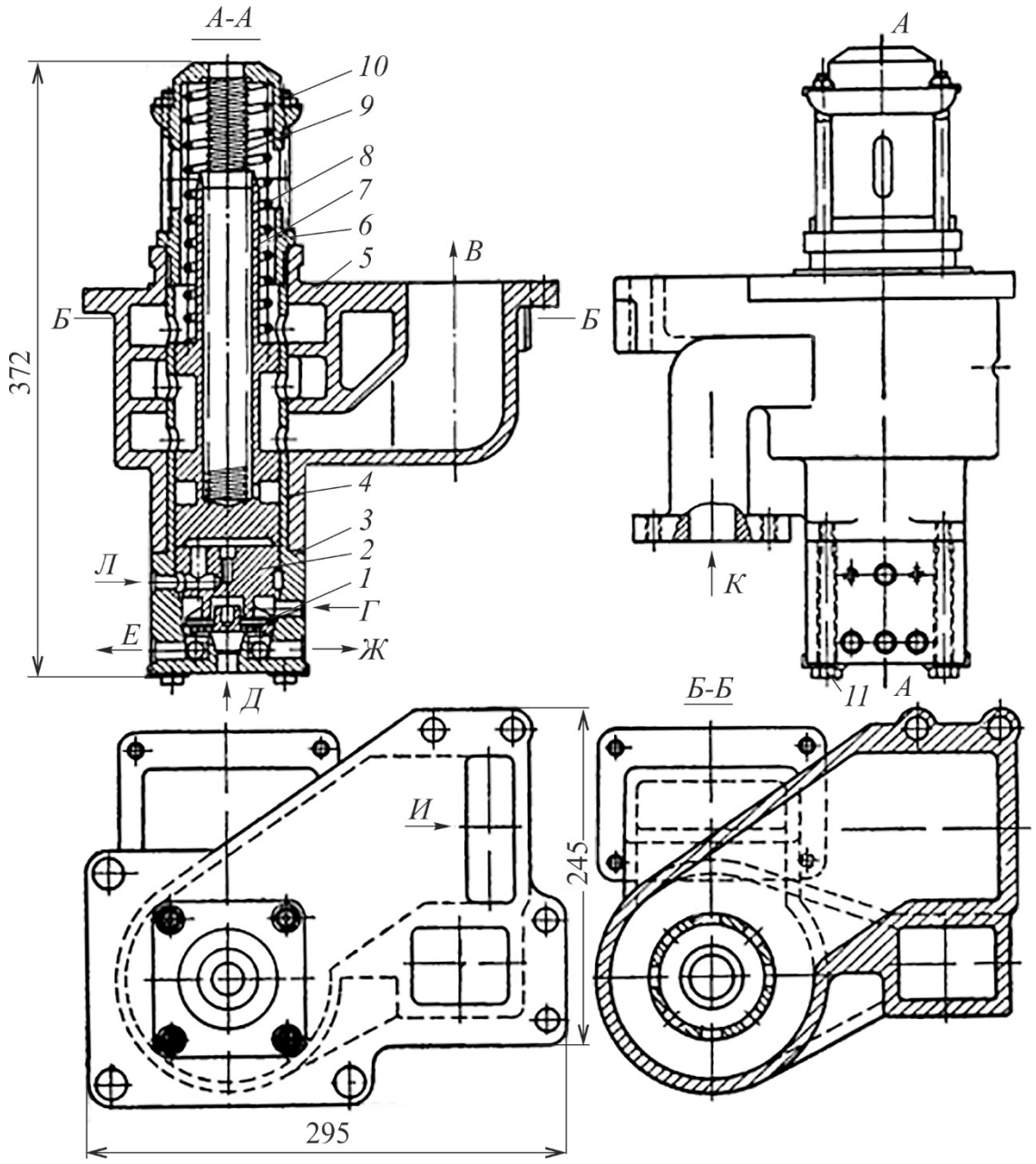


Рис. 14.7. Золотникова коробка гідромуфт:

1 – клапан; *2* – голівка; *3* – кришка коробки; *4* – золотникова втулка; *5* – корпус коробки; *6* – стакан; *7* – поршень золотника; *8* і *9* – пружини; *10* – шпилька; *А* – патрубок; *Б*, *В*, *Г*, *И* – канали; *Д*, *Е*, *Ж* – отвори

У разі перемикання на першу гідромуфту робоча рідина від вихрового колеса насоса через отвір *Л* і свердління в гайці клапана надходить під золотник і піднімає його в верхнє положення до упору ущільнюючим пояском в виступаючий торець стакана *6*. Одночасно робоча рідина від робочого колеса насоса з золотникової коробки гідротрансформатора надходить через канал патрубка в нижній

частині корпуса в середню порожнину коробки, звідки через отвори в золотниковій втулці і кільцеву проточку золотника проходить у верхню порожнину і далі йде на наповнення першої гідромуфти. При цьому друга гидромуфта через патрубок *В* нижньої порожнини коробки, кільцеву проточку і радіальний отвір в стінці золотника і далі через осьове свердління і бічні отвори в стакані сполучається з атмосферою.

У момент перемикання золотник регулятора блокує прохід рідини від вихрового колеса насоса в порожнину над клапаном і сполучає її з атмосферою. Робоча рідина з гідротрансформатора, піднімаючи клапан *1*, через отвори *Д, Е* і *Ж* зливається в нижній корпус гідропередачі.

При перемиканні на режим роботи другої гідромуфти прохід робочої рідини від вихрового колеса насоса через отвір *Л* припиняється, і нижня порожнина золотника сполучається з атмосферою. Золотник під дією пружини стає в нижнє положення і сполучає середню порожнину коробки з нижньою; робоча рідина по патрубку *В* йде на заповнення другої гідромуфти. При цьому верхня порожнина коробки, а отже, і перша гидромуфта сполучаються крізь отвори в стакані з атмосферою.

14.3. Двоімпульсні САР

З двоімпульсних систем широке розповсюдження отримала гідравлічна САР в одноциркуляційних гідропередачах з механічною коробкою зміни передач (тепловози ТГМ2, ТГМ3, ТГК, ТГ100). Схему такої системи зображено на рис. 14.8, де шестерінчасті масляні насоси являються імпульсними датчиками швидкості руху тепловоза й швидкості обертання колінчастого вала дизеля. Тиск масла від насосів передається на золотник управління, переміщення якого забезпечує перемикання фрикційних муфт окремих ступенів швидкості. Система управління настроюється на потрібні швидкості перемикання за допомогою дросельних отворів, відкриваючих на злив напірні магістралі первинного й вторинного масляних насосів. Опір переміщенню управляючого золотника регулюється фіксатором.

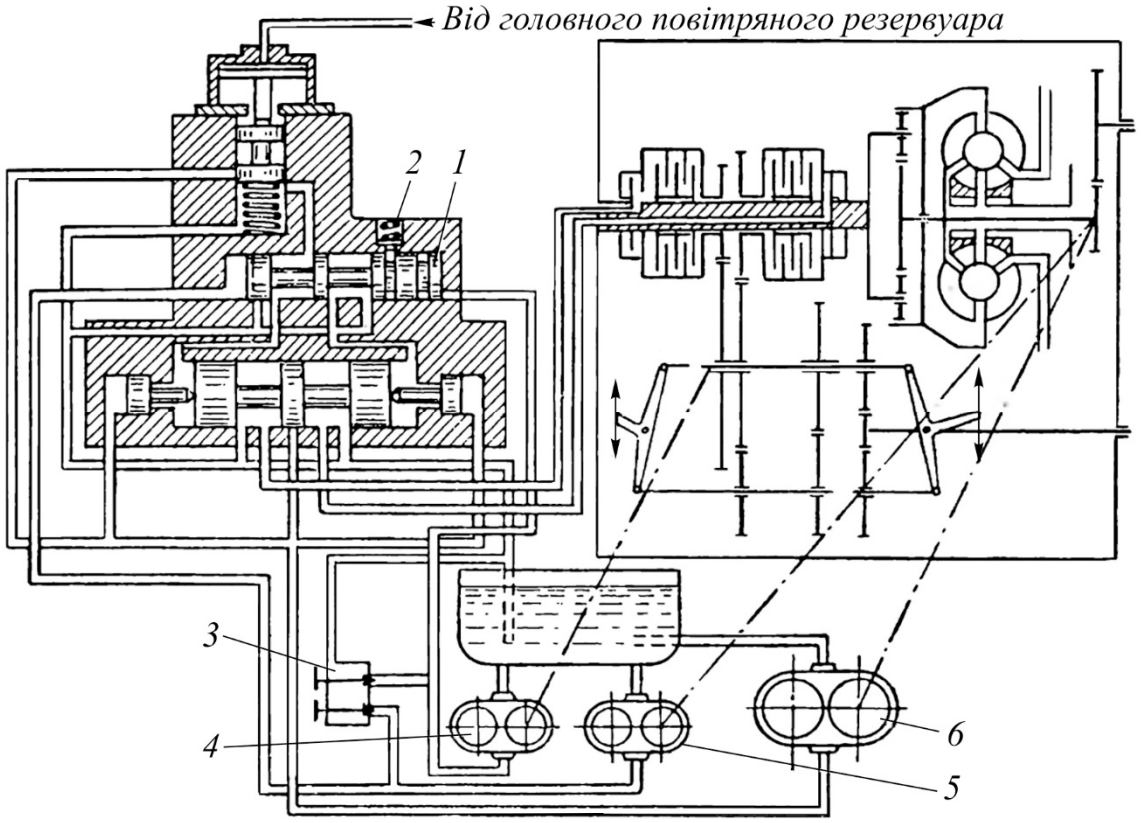


Рис. 14.8. Схема двоімпульсної системи автоматичного регулювання гідромеханічної передачі тепловоза ТГМ3:

1 – золотник управління; *2* – фіксатор; *3* – дросельний отвір; *4* – вторинний насос; *5* – первинний насос; *6* – живильний насос

Перевагою гідроавтоматики виступає відносна простота виготовлення деталей управління. До її недоліків слід віднести невисоку точність перемикання: відхилення точок перемикання ступенів швидкості від розрахункових значень за тяговою характеристикою досягає 10 %. Крім того, застосовувані в системі гідроавтоматики шестерінчасті масляні насоси змінюють свої характеристики по мірі зносу, що призводить до порушення настройки автоматичної системи.

У випадку розміщення на тепловозі кількох силових установок для кожної з них потрібна самостійна система управління. При цьому шляхом відповідного настроювання автоматики створюється не одночасне, а послідовне перемикання окремих гідропередач, завдяки чому отримується менший провал сили тяги тепловоза, а, отже, й менш відчутний ривок, ніж при одночасному перемиканні.

Електрогідравлічна система автоматичного регулювання гідромеханічної передачі володіє більш високою чутливістю, швидкістю дії, точністю роботи, простотою монтажу й настроювання та можливістю

отримання характеристики перемикання ступенів швидкості потрібної форми. Принципову схему такої двоімпульсної системи, застосованої на тепловозах ТГ100 й ТГМ3, зображено на рис. 14.9.

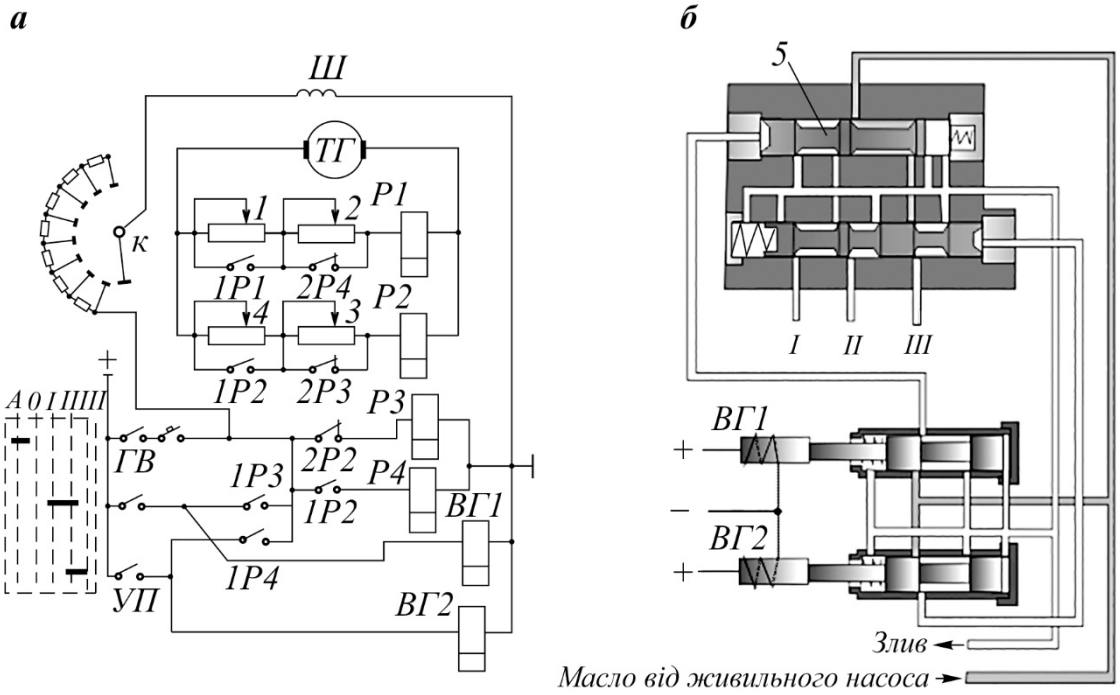


Рис. 14.9. Принципова схема двоімпульсної електрогідравлічної системи автоматичного регулювання гідромеханічної передачі:
а – схема ланцюгів управління; *б* – двоімпульсна (золотникова) розподільна коробка; *ТГ* – тахогенератор; *К* – коригувальний опір; *ГВ* – кнопка вмикання; *1*, *2*, *3*, *4* – регулювальні опори; *5* – золотники (плунжери); *I*, *II*, *III* – ступені швидкості

Сутність роботи даної системи полягає в наступному. На кожній коробці швидкостей установлена двоімпульсна (золотникова) розподільна коробка. Пересуванням золотників *5* (плунжерів) з одного крайнього положення в інше забезпечується підведенням масла від живильного насоса на фрикціони I-ї, II-ї й III-ї передач. Команда на пересування плунжерів подається з електричного блока перемикання через електрогідравлічні вентилі. Датчиком швидкості руху тепловоза являється тахогенератор *ТГ* з приводом від проміжного вала коробки зміни передач. Таким чином, число обертів тахогенератора є пропорційним швидкості руху тепловоза. Живлення незалежної обмотки збудження тахогенератора здійснюється від мережі управління тепловоза. До мережі обмотки збудження послідовно увімкнений коригувальний опір *К*, величина якого залежить від положення штурвала машиніста, тобто змінюється пропорційно числу обертів колінчастого вала дизеля.

Отже, рукоятка штурвала імітує функції датчика швидкості обертання колінчастого вала дизеля.

При повороті рукоятки штурвала водночас зі зміною швидкості обертання колінчастого вала дизеля встановлюється й величина коригувального опору. Цим забезпечується точність перемикання передачі в розрахункових точках тягової характеристики тепловоза на всіх режимах роботи дизеля.

Тахогенератор увімкнений до мережі з вимірювальними реле *Р*1 і *Р*2. Кожне реле двома парами блок-контактів здійснює необхідні комутаційні перемикання. До мережі реле *Р*1 і *Р*2 включені послідовно регулювальні опори відповідно *1* і *2*, *3* й *4*, призначені для настройки системи.

Реле *Р*1 і *Р*2 спрацьовують залежно від певної напруги тахогенератора, яка відповідає точкам переходу з однієї швидкості на іншу згідно з тяговою характеристикою тепловоза. Проміжні реле *Р*3 й *Р*4 управляють електрогідравлічними вентилями *ВГ*1 і *ВГ*2, які при вмиканні відкривають доступ маслу до золотниково-розподільної коробки й тим самим переміщують золотники. При перемиканні швидкості з І-го на ІІ-ій й з ІІ-го на ІІІ-ій ступені електрогідравлічні вентилі вмикаються у такій послідовності: *ВГ*1, *ВГ*1 – *ВГ*2 й *ВГ*2.

Система автоматичного регулювання працює таким чином. При вмиканні кнопки *ГВ* (див. рис. 14.9) створюється коло: від плюса акумуляторної батареї (на рисунку не зображена) через контакти ручного перемикача, нормально замкнену блокіровку *2Р2*, й котушку реле *Р3* на мінус. Контактом *1Р3*, який при цьому замкнувся, створюється коло для вмикання вентиля *ВГ1*, а контакт *2Р3* шунтує опір *4* у колі котушки вимірювального реле *Р2*. Вентиль *ВГ1* спрацьовує й відкриває доступ масла до лівого торця верхнього золотника, який, подолавши опір пружини, переміщується в праве крайнє положення. В результаті створюється масляний тракт від живильного насоса через ліві проточки золотників до фрикційної муфти І-го ступеня швидкості, після вмикання якої тепловоз зрушує з місця.

З підвищенням швидкості руху тепловоза зростає напруга тахогенератора. При певному співвідношенні швидкості руху тепловоза й обертів колінчастого вала дизеля ця напруга стає достатньою для вмикання реле *Р1*. Нормально розімкнений контакт *1Р1* шунтує опір *1* у колі обмотки реле *Р1*, підвищуючи струм у його котушці. При подальшому ході якоря замикається нормально розімкнений контакт *2Р1* і створюється коло через контакти *2Р1* та обмотку проміжного реле *Р4*.

Увімкненням реле *Р4* виконуються дві операції: замикання нормально розімкненого контакту *1Р4* вмикає електрогідравлічний вентиль *ВГ2*, а розмикання нормально зімкненою блокіровки *2Р4* уводить до мережі реле *Р1* опір *2*. Вентиль *ВГ2*, який при цьому умикнувся, відкриває доступ масла до правого торця нижнього золотника, й останній переміщується в крайнє ліве положення. Тоді масло від живильного насоса через ліву проточку верхнього золотника й середню проточку нижнього золотника потрапляє до фрикційної муфти II-го ступеня швидкості, вмикаючи II-гу швидкість. Аналогічно за розглянутою схемою можна прослідити процес переходу з II-ї швидкості на III-тю.

Хоча процес перемикання ступенів швидкості передачі є повністю автоматизованим, тим не менш у системі автоматики передбачене й ручне управління, яке виконується за допомогою серійного перемикача. При переведенні рукоятки цього перемикача з позиції *А* (автоматика) у нульове положення вимикається система автоматики й відключається гідропередача. Після вмикання I-ї швидкості (позиція 1), машиніст, спостерігаючи за показаннями швидкостеміра при швидкості, яка відповідає переходу на II-ій ступінь, установлює перемикач у позицію *II* тощо.

Досвід застосування електричної системи регулювання гідромеханічної передачі свідчить, що фактичне відхилення точок перемикань від розрахункових значень при роботі дизеля на повних і часткових навантаженнях не перевищує 2 %.

При роботі тепловозів за системою багатьох одиниць перемикання ступенів швидкості здійснюється однією системою автоматики. При цьому система управління другої секції тепловоза вимикається й працюють лише управляючі електрогідравлічні вентилі, які вмикаються паралельно вентилям першої секції, та золотники.

На базі розглянутої схеми виконана електрогідравлічна система автоматичного регулювання двошвидкісної гідромеханічної передачі маневрового тепловоза ТГМ3, у якій додатково включене реле часу й реле блокування реверса.

В аналогічній схемі, розробленій для тепловоза ТГ102, з метою підвищення експлуатаційної надійності включені два тахогенератори й при цьому таким чином, що система регулювання являється водночас і сигналізатором буксування колісних пар тепловоза.

Велика кількість контактних релейних елементів у електричній системі автоматичного регулювання гідромеханічної передачі тепловоза знижує гарантійний строк її роботи та являється серйозним недоліком

даної системи. Тому розробка безконтактної системи автоматичного управління із застосуванням напівпровідникових приладів виступає вельми актуальною задачею. Дослідні роботи показали, що напівпровідникові прилади можуть бути використані як посилюючі елементи, що надає можливість застосувати безконтактні вимірювальні пристрої, а, отже, створити повністю безконтактну систему автоматичного регулювання. Напівпровідникові елементи, що застосовуються з такою метою, повинні мати мінімальну чутливість до коливань температури.

14.4. Система автоматичного управління гідропередачею ГДП-1000

Гідропередача для забезпечення розрахункової тягової характеристики, тобто своєчасного перемикання ступенів, обладнана системою автоматичного перемикання гідроапаратів шляхом наповнення одного з гідроапаратів і спорожнення іншого в залежності від швидкості руху та частоти обертання колінчастого вала двигуна.

В електрогідравлічній системі автоматичного управління гідропередачею електрична частина є командною, гідравлічна – виконавчої. Електрична та гідравлічна частини системи управління зв'язані за допомогою електрогідравлічних вентилів.

До гідравлічної частини системи надходять живильний насос, золотникова коробка, насос управління (вихровий, вбудований в живильний), масляний фільтр системи управління, клапан вихрового насоса, електрогідравлічні вентилі [15].

Нейтральне положення. Від приводного вала *1* (рис. 14.10) гідропередачі через вал відбору потужності *2* і вали *3*, *5* приводяться насоси відкачувальний *20*, живильний *19* і управління *18*.

Насос управління через клапан *12* і фільтр *10* подає масло до електрогідравлічних вентилів *7*. Вентилі знеструмлені.

Масло до торців золотника *15* не проходить, порожнини *а* й *ж* золотникової коробки через вентилі *7* сполучені з картером гідропередачі. Золотник *15* утримується пружиною в нейтральному положенні. Масло насоса управління через клапан *12* зливається в картер.

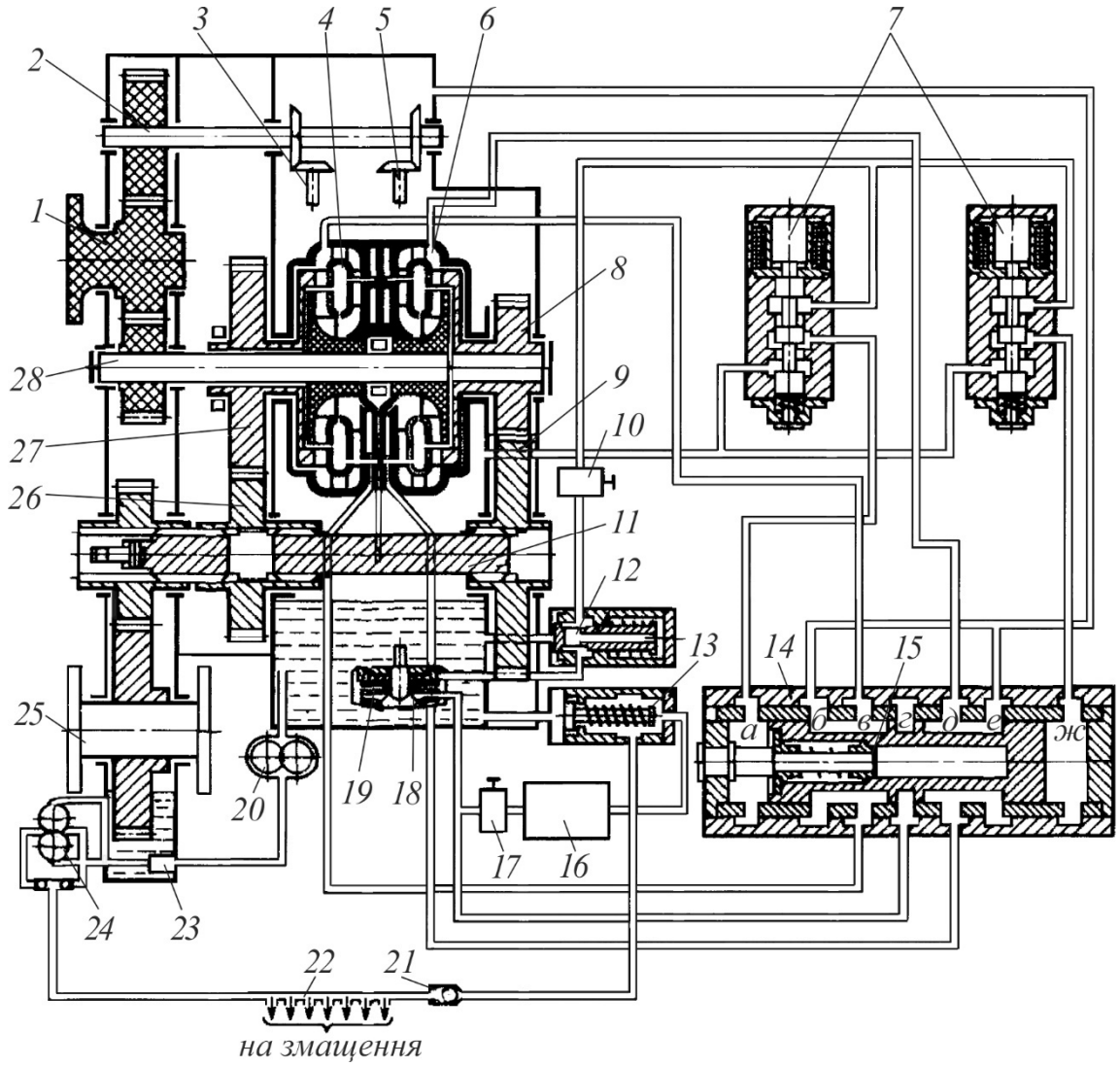


Рис. 14.10. Система автоматичного управління гідропередачею у нейтральному положенні:

1 – вал привідний; *2* – вал відбору потужності; *3* – вал приводу відкачувального насоса; *4* – другий гідротрансформатор; *5* – вал приводу живильного насоса та насоса управління; *6* – перший гідротрансформатор; *7* – електрогідравлічний вентиль; *8*, *9*, *26*, *27* – зубчасті пари; *10* – фільтр; *11* – вал вторинний; *12* – клапан вихрового насоса; *13* – клапан підпірний; *14* – коробка золотникова; *15* – золотник; *16* – теплообмінник; *17* – фільтр; *18* – насос управління; *19* – насос живильний; *20* – насос відкачувальний; *21* – клапан зворотний; *22* – система змащення; *23* – фільтр відкачувального насоса; *24* – насос системи змащування; *25* – вал роздавальний; *28* – вал головний

Живильний насос *19* з масляної ванни гідропередачі подає масло до порожнини *г* золотникової коробки *14*. Золотник *15* відокремлює порожнини *в* і *д* гідротрансформаторів від живильного насоса та

сполучає ці порожнини з порожнинами *б* і *е*, відкритими в картер гідропередачі. Гідротрансформатори спорожнені.

Одночасно живильний насос через фільтр *17* і теплообмінник *16* подає масло до підпірного клапана *13*. Частина масла йде на змащування, інша частина зливається через клапан *13* в верхній картер гідропередачі.

Частина масла, що надходить на змащення, зливається в верхній картер, а інша – в нижній. Переповнення верхнього картера не відбувається, тому що надлишки масла з нижнього картера повертаються в верхній відкачувальним насосом *20*. У нижній картер гідропередачі вбудований допоміжний насос системи змащення *24*. Він призначений для змащування зубчастих коліс і підшипників гідропередачі при русі дизель-поїзда з заглушеним двигуном. В цьому випадку прохід масла від насоса системи змащування в верхній картер (через підпірних клапан *13*, теплообмінник *16*, фільтр *17*, живильний насос *19*) перекритий зворотним клапаном *21*. Масло йде тільки на змащення. Відкачувальний та допоміжний насоси системи змащення всмоктують масло з ванни нижнього картера через фільтр відкачувального насоса *23*. При рухомому дизель-поїзді та працюючому двигуні ці насоси працюють паралельно.

Робота на першому гідротрансформаторі. Для увімкнення першого гідротрансформатора подається напруга на котушку електрогідравлічного вентиля *7* (на рис. 14.10, правий). В результаті масло від насоса управління надходить в порожнину *ж* золотникової коробки *14*. Золотник *15* стає в крайнє ліве положення, сполучаючи своєю проточкою порожнини *г* і *д*.

Живильний насос наповнює та підживлює перший гідротрансформатор, порожнину *е*, що відкрита в картер, відділяється від порожнини *д* паском золотника *15*. Порожнини *а*, *б*, *в* відкриті в картер гідропередачі. Другий гідротрансформатор випорожнений. Заповнений перший гідротрансформатор *6* передає потужність дизеля через пару зубчастих коліс *8*, *9*, вторинний вал *11* і через реверс-редуктор на роздавальний вал *25*.

Масло живильного насоса йде двома паралельними потоками: через золотникову коробку *14* і перший гідротрансформатор в картер гідропередачі; через теплообмінник *16* на змащення гідропередачі і в картер через підпірний клапан *13*.

Робота на другому гідротрансформаторі. Для увімкнення другого гідротрансформатора подається напруга на котушку електрогідравлічного вентиля *7* (на рис. 14.10, лівий). Вентиль *7* (правий) повинен бути відключений. Масло від насоса управління надходить в порожнину *а* золотникової коробки *14*. Порожнина *ж* вентилем *7* (правим) відкривається в картер. Золотник *15*, змістившись до упору вправо, сполучає своєю проточкою порожнину *в* другого гідротрансформатора з порожниною *г*, тобто з живильним насосом. Порожнини *б* та *в* розділяються паском золотника. Порожнина *д* першого гідротрансформатора відділяється паском золотника від порожнини *г*. Порожнина *е*, відкрита в картер, сполучається з порожниною *д*. Перший гідротрансформатор спорожняється, другий наповнюється і підживлюється.

Заповнений другий гідротрансформатор *4* передає потужність дизеля через пару зубчастих коліс *26*, *27* і реверс-редуктор на роздавальний вал *25*.

Паралельно потоку масла, що живить другий гідротрансформатор, йде потік від живильного насоса через фільтр *17*, теплообмінник *16* на змащення і в картер гідропередачі через клапан *13*.

Зворотні перемикання. З другого гідротрансформатора на перший перемикання відбувається в результаті вимкнення електрогідравлічного вентиля *7* (лівого) і вмикання вентиля *7* (правого). Золотник *15* зміщується в крайнє ліве положення.

При вимкнених обох електрогідравлічних вентилях золотник *15* займає нейтральне положення. Обидва гідротрансформатори спорожнюються. Потужність двигуна до роздавального вала *25* не передається.

14.5. Система автоматичного управління гідропередачею УГП 750-1200

Під час роботи **на холостому ході** живильний насос *30* (рис. 14.11) подає масло в порожнину *и* золотникової коробки по каналу *24* і в теплообмінник *17* по каналу *29* через фільтр *28*.

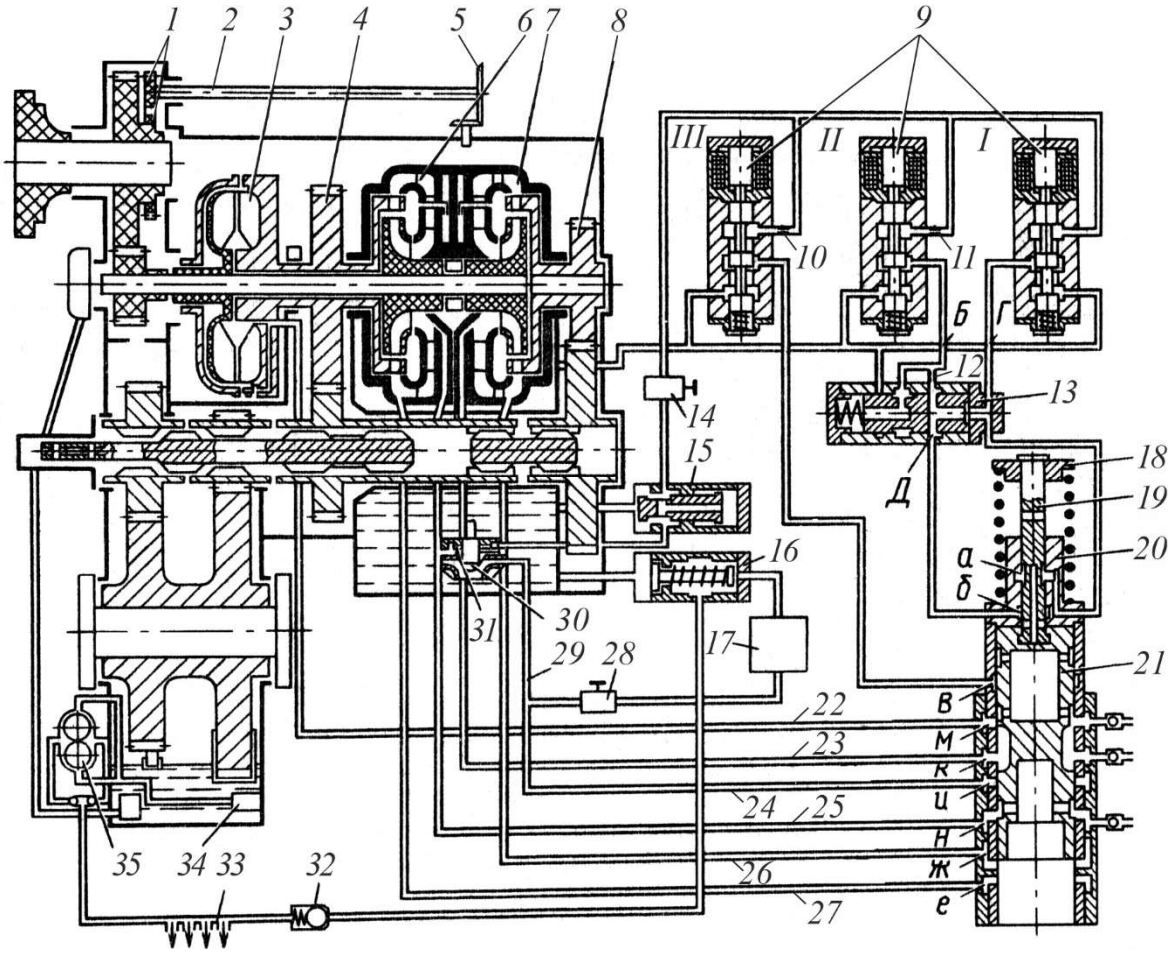


Рис. 14.11. Схема роботи автоматичного управління УГП 750-1200 на холостому ходу:

1 – шестірня; *2* – вал відбору потужності; *3* – гідромуфта; *4* – шестірня другого ступеня; *5* – шестірня приводу живильного насоса; *6*, *7* – гідротрансформатори; *8* – шестірня першого ступеня; *9* – електрогідравлічні вентилі; *10*, *11*, *12* – жиклери; *13* –золотник клапана швидкого включення; *14* – фільтр системи управління; *15* – клапан вихрового насоса; *16* - підпорний клапан; *17* – теплообмінник; *18* – кришка золотникової коробки; *19* – шток; *20* – корпус; *21* – золотник; *22*, *23, 24*, *25*, *26*, *27*, *29*-канали; *28* – фільтр масляної системи; *30* – живильний насос; *31* – вихровий насос; *32* – зворотний клапан; *33* – змащувальні форсунки; *34* – магнітний фільтр; *35* – насос системи змащування

Охолоджене в теплообміннику масло повертається в УГП і через підпірний клапан *16* зливається в картер. Одночасно насос управління подає масло через фільтр *14* до електрогідравлічних вентилів *9*. Тому що вентилі знеструмлені і, отже, не пропускають масло на управління золотниковою коробкою, все масло, що подається насосом управління, зливається через клапан *15* в картер. У неробочому положенні золотникової коробки зливні канали *26* і *27* відкриті; масло, що випадково опинилося в ГТР, зливається через золотникову коробку в картер.

Робота на першому ГТР (рис. 14.12). При переведенні штурвала контролера машиніста з нульової на І-у робочу позицію замикається коло живлення котушки першого електрогідравлічного вентиля. Золотник вентиля переміщається вниз і відкриває доступ маслу, що подається насосом управління, по каналу *Г* до золотникової коробки. Одночасно під тиском масла переміщається шток золотника *13* клапана швидкого включення. Потрапивши в порожнину *а* золотникової коробки, масло, долаючи опір пружини, переміщує золотник *21* зі штоком *19* вниз до тих пір, поки проточка штока не сполучить порожнину *а* з порожниною *б*. Тоді масло почне зливатися і його тиску вже не вистачить, щоб долати опір пружини і рухати золотник далі. У цьому положенні золотника масло, що нагнітається живильним насосом, з порожнини *и* надходить у порожнину *к*, з якої по каналу *23* надходить на наповнення першого ГТР. Зливний канал *26* першого ГТР при цьому перекривається нижньою кромкою золотника, а зливний канал *27* другого ГТР залишається відкритим. Одночасно з подачею масла до золотникової коробки живильний насос подає масло до теплообмінника і далі на злив в картер.

Робота на другому ГТР (рис. 14.13). Під час досягнення тепловозом швидкості, відповідної переходу на другий ГТР, замикається коло живлення котушки другого електрогідравлічного вентиля. Масло, що подається насосом управління, надходить у порожнину *б* золотникової коробки і переміщує золотник *21* до тих пір, поки його верхній торець не дійде до порожнини *в*, з'єднаної зі зливом. Пересуваючись вниз, золотник відкриває зливний канал *26* першого ГТР і від’єднує порожнину *и* від порожнини *к*, поєднуючи її з порожниною *н*, звідки масло, що подається живильним насосом, по каналу *25* надходить до другого ГТР. Одночасно зливний канал *27* другого ГТР перекривається кромкою золотника.

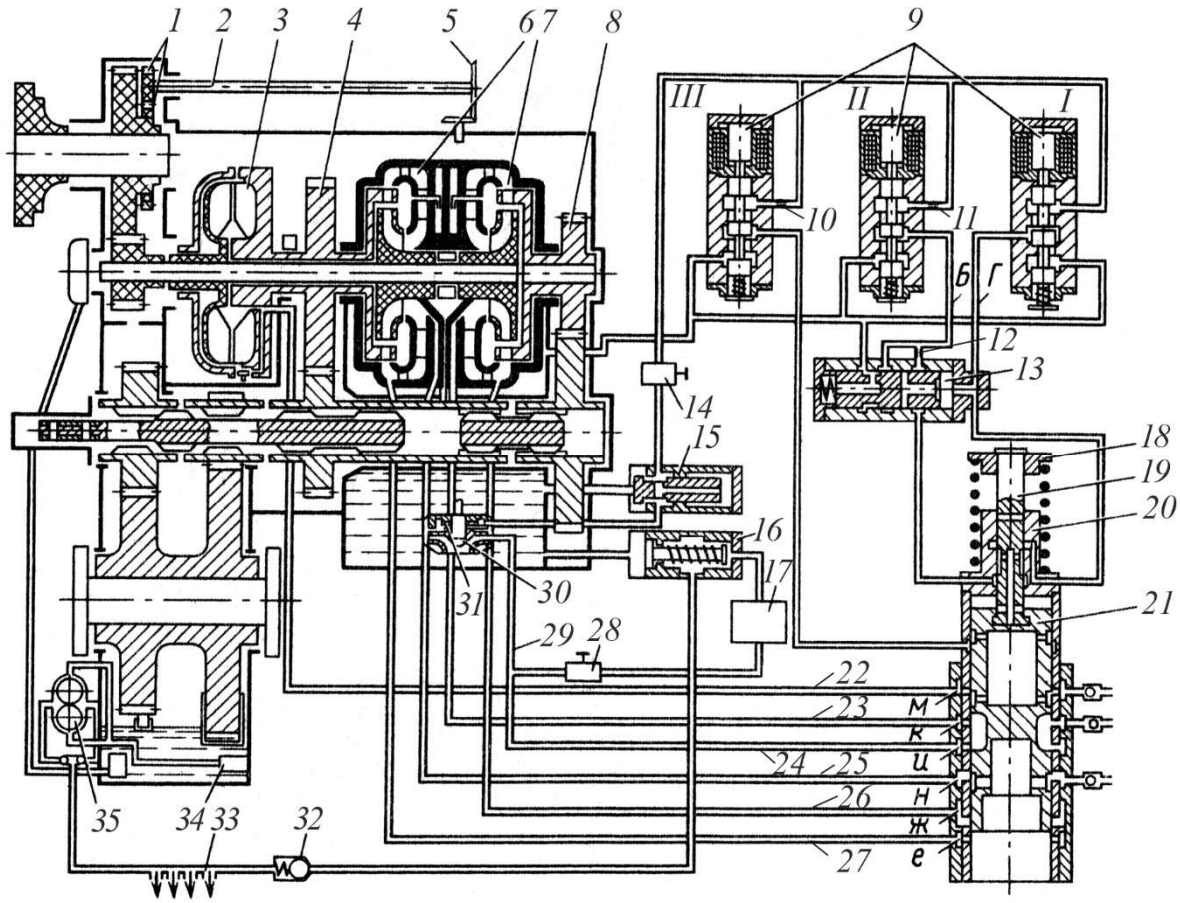


Рис. 14.12. Схема роботи автоматичного управління УГП 750-1200 на першому ГТР:

1 – шестірня; *2* – вал відбору потужності; *3* – гідромуфта; *4* – шестірня другого ступеня; *5* – шестірня приводу живильного насоса; *6*, *7* – гідротрансформатори; *8* – шестірня першого ступеня; *9* – електрогідравлічні вентилі; *10*, *11*, *12* – жиклери; *13* –золотник клапана швидкого включення; *14* – фільтр системи управління; *15* – клапан вихрового насоса; *16* – підпорний клапан; *17* – теплообмінник; *18* – кришка золотникової коробки; *19* – шток; *20* – корпус; *21* – золотник; *22*, *23, 24*, *25*, *26*, *27*, *29*-канали; *28* – фільтр масляної системи; *30* – живильний насос; *31* – вихровий насос; *32* – зворотний клапан; *33* – змащувальні форсунки; *34* – магнітний фільтр; *35* – насос системи змащування

Робота на ГМ (рис. 14.14). Якщо швидкість руху тепловоза продовжує зростати, відбувається автоматичний перехід з другого ГТР на ГМ. Вмикається в роботу третій електрогідравлічний вентиль, що пропускає масло від насоса управління в порожнину *в* золотникової коробки. Золотник під дією тиску масла рухається вниз до упору верхньої кришки *18* в корпус *20*. Масло, що подається живильним насосом по каналу *24*, свердлінням в золотнику і каналу *22*, надходить в порожнину ГМ, в той же час частина масла надходить зі свердління в дзвоні на закриття клапанів спорожнення. Одночасно з заповненням ГМ і

вступом її в роботу нижня проточка золотника *21* відкриває канали зливу масла з гідротрансформаторів крізь порожнини *е* і *ж*, а канал *25* наповнення другого ГТР перекривається. Тепловоз працює на гідромуфті.

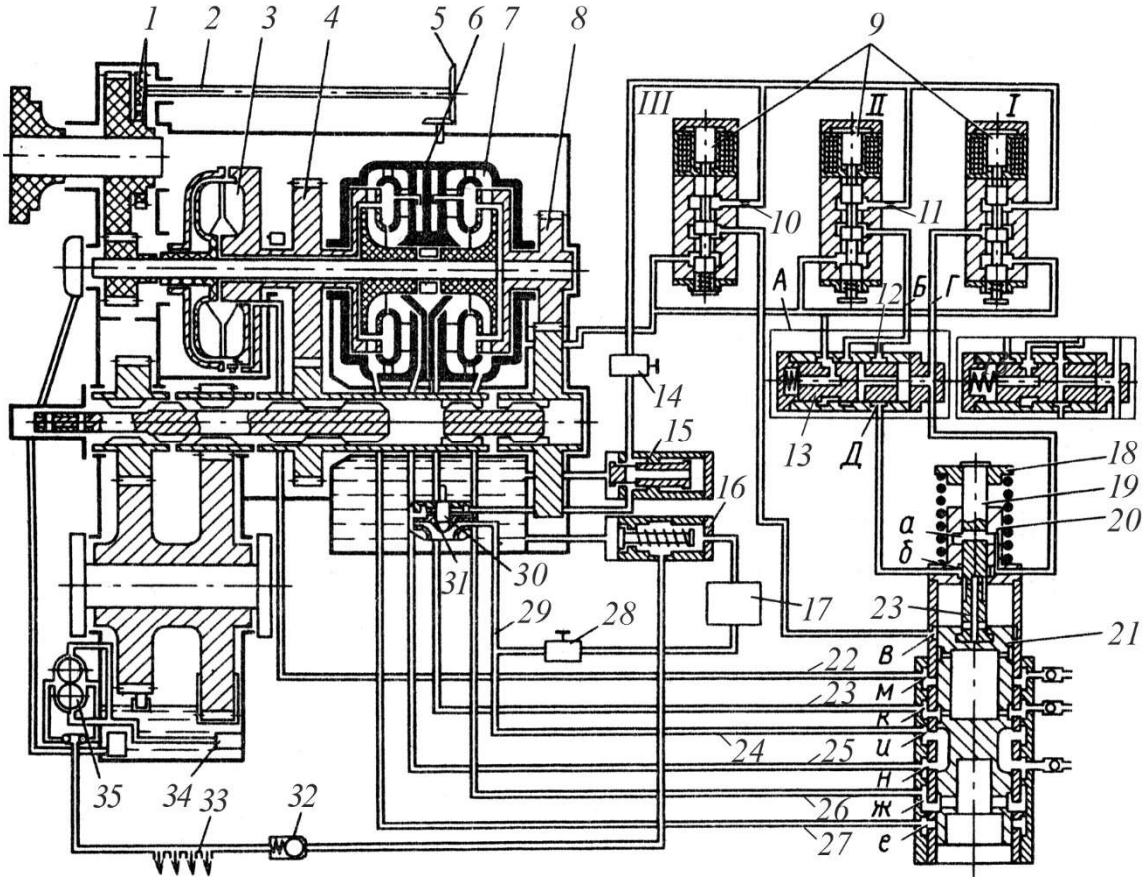


Рис. 14.13. Схема роботи автоматичного управління УГП 750-1200 на другому ГТР:

1 – шестірня; *2* – вал відбору потужності; *3* – гідромуфта; *4* – шестірня другого ступеня; *5* – шестірня приводу живильного насоса; *6*, *7* – гідротрансформатори; *8* – шестірня першого ступеня; *9* – електрогідравлічні вентилі; *10*, *11*, *12* – жиклери; *13* –золотник клапана швидкого включення; *14* – фільтр системи управління; *15* – клапан вихрового насоса; *16* – підпорний клапан; *17* – теплообмінник; *18* – кришка золотникової коробки; *19* – шток; *20* – корпус; *21* – золотник; *22*, *23, 24*, *25*, *26*, *27*, *29*-канали; *28* – фільтр масляної системи; *30* – живильний насос; *31* – вихровий насос; *32* – зворотний клапан; *33* – змащувальні форсунки; *34* – магнітний фільтр; *35* – насос системи змащування

Дія клапана швидкого включення. Під час руху тепловоза накатом зі швидкістю, що відповідає роботі на другому ГТР, після включення гідропередачі замикаються кола живлення котушок відразу двох електрогідравлічних вентилів. До того ж на відміну від моменту

включення першого ГТР тиск масла діє на золотник *13* клапана швидкого включення одночасно з двох сторін, і золотник залишається на місці. Масло, що подається насосом управління, надходить на включення золотника золотникової коробки крізь перший і другий гідравлічні вентилі, причому через перший воно йде без дроселювання в жиклерах. Тому золотник швидко рухається вниз, викликаючи відразу заповнення другого ГТР. Будова клапана швидкого включення наведена на рис. 14.15.

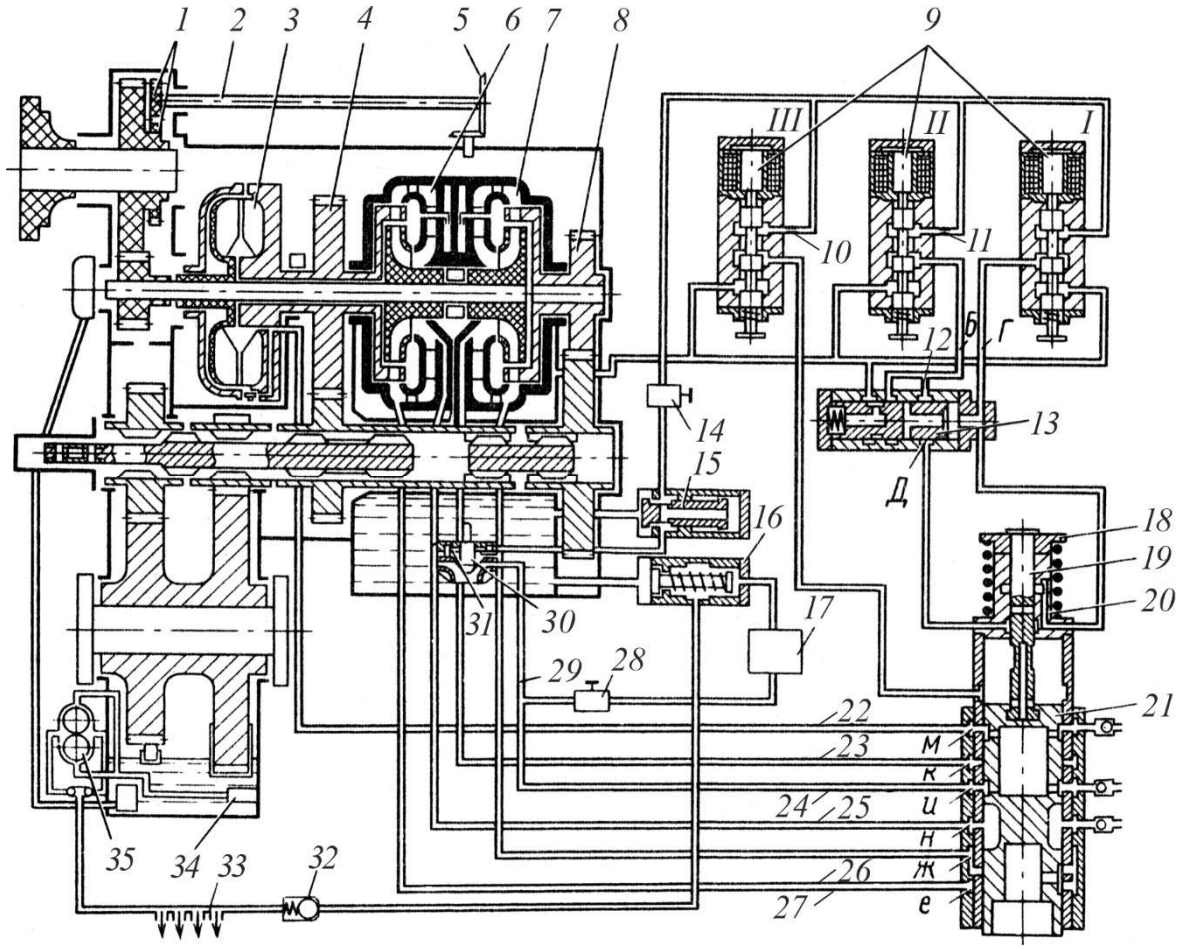


Рис. 14.14. Схема роботи автоматичного управління УГП 750-1200 на ГМ:
1 – шестірня; *2* – вал відбору потужності; *3* – гідромуфта; *4* – шестірня другого ступеня; *5* – шестірня приводу живильного насоса; *6*, *7* – гідротрансформатори; *8* – шестірня першого ступеня; *9* – електрогідравлічні вентилі; *10*, *11*, *12* – жиклери; *13* –золотник клапана швидкого включення; *14* – фільтр системи управління; *15* – клапан вихрового насоса; *16* - підпорний клапан; *17* – теплообмінник; *18* – кришка золотникової коробки; *19* – шток; *20* – корпус; *21* – золотник; *22*, *23, 24*, *25*, *26*, *27*, *29*-канали; *28* – фільтр масляної системи; *30* – живильний насос; *31* – вихровий насос; *32* – зворотний клапан; *33* – змащувальні форсунки; *34* – магнітний фільтр; *35* – насос системи змащування

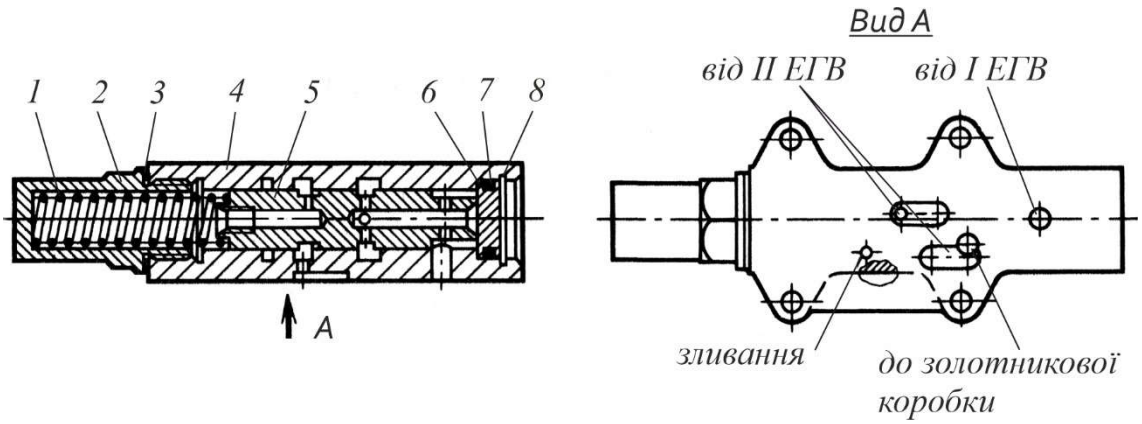


Рис. 14.15. Клапан швидкого включення:
1 – пружина; *2* – пробка; *3* – прокладка; *4* – корпус; *5* – золотник; *6* – шайба; *7*, *8* – кільця

Зворотні переходи. Під час зменшення швидкості тепловоза до значення, відповідного переходу з одного гідроапарата на інший, автоматика розмикає коло живлення котушки гідравлічного вентиля працюючого гідроапарата, при цьому порожнину під золотником золотникової коробки, куди надходило масло від насоса управління, з'єднується зі зливом. Пружина повертає золотник в положення, відповідне роботі на попередньому по порядку гідроапарата. Золотник одночасно перекриває канал подачі масла в гідроапарат, що вимикається, і відкриває доступ масла до гідроапарата, що вмикається у роботу.

Особливості перехідних процесів. У момент переходу з одного гідроапарата на інший під час відключення ГТР відбувається різке падіння сили тяги тепловоза, тому що ГТР має властивість передавати крутний момент тільки за наявності у в ньому масла певного тиску. Щоб по можливості уникнути падіння сили тяги, спорожнення вимикати ГТР здійснюють тільки після часткового наповнення наступного. Це досягається особливостями конструкції органів управління.

У канали, що подають масло від електрогідравлічних вентилів на управління золотникової коробкою, вбудовані жиклери, що різко зменшують перетин каналів. Цим забезпечується повільне переміщення золотника в коробці (4…5 с). Крім того, отвори в гільзі золотникової коробки і проточки золотника виконані так, що при повільному переміщенні золотника спочатку заповнюється маслом гідроапарат, що включається до роботи, і тільки потім відкривається зливання масла з попереднього. Таким чином, деякий час обидва ГТР виявляються

заповненими, завдяки чому процес перемикання з одного апарату на інший супроводжується лише незначним падінням тягового зусилля.

Золотникова коробка (рис. 14.16) служить для розподілу масла по гідроапаратах при їх послідовному включенні в роботу. Коробка прифланцьована до блоку корпусів гідротрансформаторів. В алюмінієвий корпус *7* коробки запресована сталева гільза *5* зі свердліннями, що сполучаються з відповідними порожнинами наповнення і зливання. Усередині гільзи переміщається золотник *9*. Краї золотника, перекриваючи отвору в гільзі, одночасно з'єднують нагнітальну порожнину живильного насоса з каналами, що ведуть в гідроапарати. Золотник, з'єднаний зі штоком *18*, утримується в нейтральному положенні пружиною *17*.

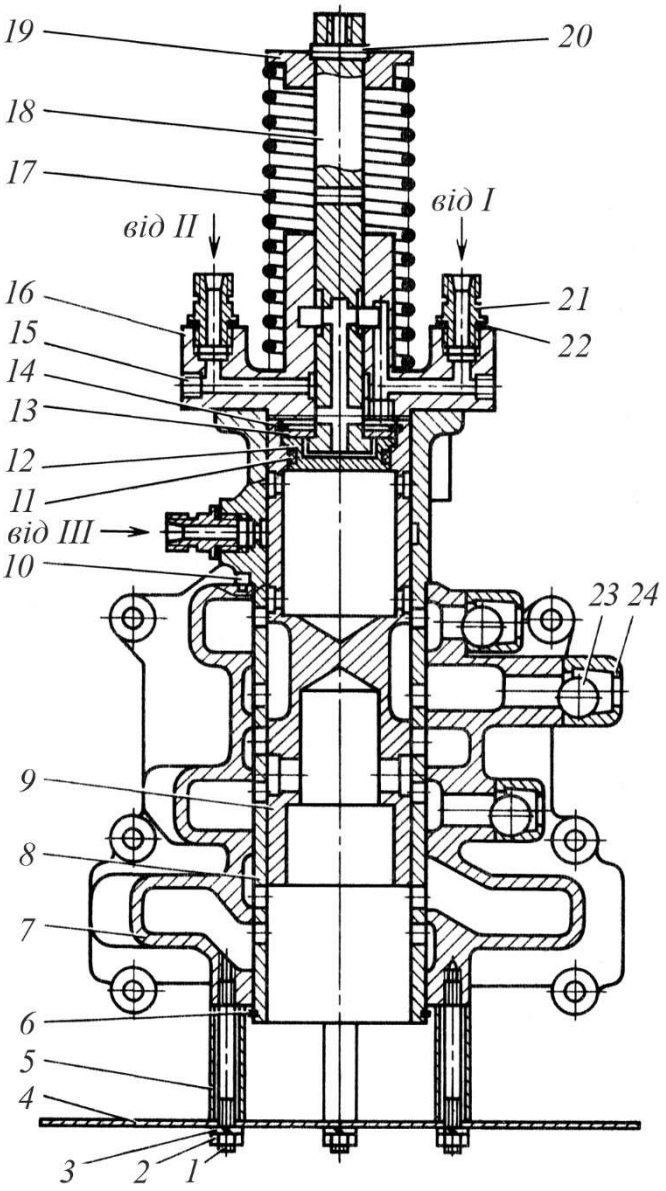


Рис. 14.16. Золотникова коробка:
1 – шпилька; *2* – гайка; *3*, *13* – шайби; *4* – піддон; *5* – трубка; *6*, *11*, *14* –кільця; *7*, *24* – корпуси; *8* – гільза; *9* – золотник; *10* – кулька; *12* – втулка, *15* – гвинт; *16*, *19* – кришки; *17* – пружина; *18* – шток; *20* – штифт; *21* – штуцер; *22* – прокладка; 23 – кульковий клапан

У штоку виконані свердління, по яких надходить під тиском масло, що пересуває золотник. Від осьових зсувів гільза утримується з одного боку буртом, з іншого – стопорним кільцем *6*, від провороту – кулькою *10*. До гільзи прикріплена кришка *16*, в якій є канали для подачі масла на пересування золотника. На корпусі *7* встановлено кулькові клапани *23* для сполучення порожнин наповнення гідроапаратів з атмосферою.

Клапан вихрового насоса (рис. 14.17) служить для підтримки тиску масла в системі автоматики

0,55 МПа (5,5 Ат) незалежно від частоти обертання вала дизеля. При підвищенні тиску масло, подолавши опір пружини *5*, пересуває золотник *6* клапана і зливається в картер передачі.

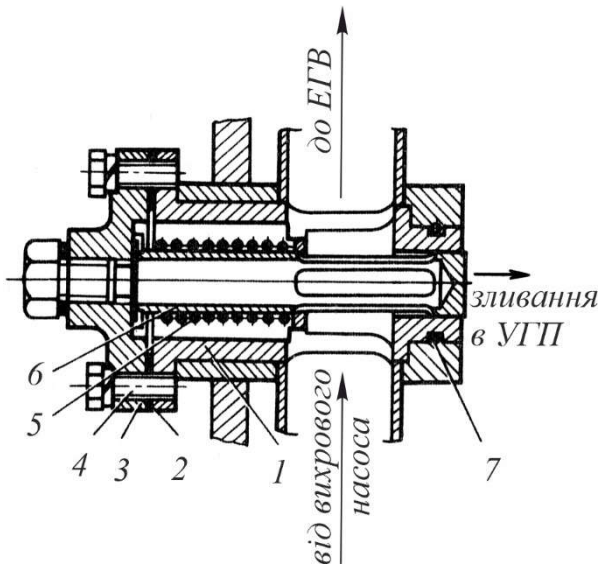


Рис. 14.17. Клапан вихрового насоса:
1 – корпус; *2* – прокладка; *3* – кришка; *4* – болт; *5* – пружина; *6* – золотник; *7* –кільце ущільнювача

Запитання до самоконтролю

1. *За яких умов обираються ступені переключення швидкостей тепловоза?*
2. *Аналіз характеристики перемикання передач.*
3. *Особливості будови та порядок роботи одноімпульсної гідромеханічної САР.*
4. *Призначення, будова та дія відцентрового регулятора-перемикача.*
5. *Призначення, будова та дія золотникових коробок гідропередачі з одним гідротрансформатором і двома гідромуфтами.*
6. *Особливості будови та порядок роботи двоімпульсних САР.*
7. *Особливості будови та порядок роботи системи автоматичного управління гідропередачею ГДП-1000.*
8. *Особливості будови та порядок роботи системи автоматичного управління гідропередачею УГП 750-1200.*
9. *Призначення, будова та дія золотникової коробки УГП 750-1200.*
10. *Будова та порядок дії клапанів швидкого включення та вихрового насоса.*

ГЛАВА 15

Випробування та перевірка роботи гідравлічних передач тепловозів

15.1. Загальні відомості про випробування гідропередач

Випробування як гідроапаратів так і гідропередач розділяються на лабораторні (дослідницькі), виробничі та післяремонтні.

Перший вид випробувань ставить на меті побудову зовнішньої характеристики гідроапаратів, перевірку та удосконалення методів та методик розрахунку параметрів гідроапаратів, отримання вихідних даних для проектування нових моделей з оптимальними технічними характеристиками.

Лабораторні випробування зазвичай виконуються на модельних режимах з меншою вхідною потужністю. Щоб забезпечити в цих умовах динамічну подібність модельних і натурних режимів використовують робочі рідини з малим кінематичним коефіцієнтом в'язкості.

Потрібний кінематичний коефіцієнт в'язкості робочої рідини для модельних випробувань визначається за умови динамічної подібності, що полягає в рівності чисел Рейнольдса для модельних і натурних випробувань.

Виробничі випробовування проводяться на виконаних зразках з метою перевірки відповідності їх фактичних технічних параметрів запроектованим, а також і для перевірки стабільності технологічних процесів виготовлення. При цьому кількість випробуваних гідропередач обумовлюється певними вимогами та залежать від місячної програми випуску.

Післяремонтні випробовування ставлять на меті припрацювання деталей, а також регулювання та перевірку основних параметрів гідравлічної передачі після її ремонту [8, 16].

15.2. Післяремонтні стендові випробування гідропередач

Більшості локомотивів з гідравлічною передачею потужності, які використовується на території України, необхідно проведення капітального або капітально-відновлюваного ремонту. При виконанні капітального ремонту одним із складних і відповідальних вузлів тепловоза є гідравлічна передача. Технічними умовами підприємств, що ремонтують гідравлічні передачі, рекомендується проведення певного обсягу оціночних і регулювальних випробувань з метою контролю їх післяремонтного стану. Згідно правил ремонту в процесі обкатки без навантаження та з навантаженням в основному контролюється рівень шуму, герметичність, температурні режими, тиск у масляних системах, розгін турбінного валу, спрацювання блокувальних пристроїв, вмикання муфт реверсу та режимів, величина вібрації корпуса, надійність і чіткість роботи системи автоматичного управління [6]. Від якості проведення цих випробувань залежить ресурс передачі, її коефіцієнт корисної дії та економічність тепловоза у цілому.

В Україні на сьогодні для викання випробувань гідропередач зокрема на тепловозоремонтних та заводах з ремонту іншої техніки, де застосовуються гідравлічні передачі, застосовуються морально застарілі стенди, розроблені ще за часів СРСР. Такі стенди не дозволяють зафіксувати в динаміці вимірювальні параметри, і тому зробити повний висновок по недолікам ремонту пристрою, що випробується. Тому часто після таких випробувань не правильно відремонтована гідропередача поверталась на доопрацювання вже після встановлення її на тепловоз і проведення реальної обкатки. Також відсутня будь-яка стандартизація виробництва даних стендів.

Сьогодні в України інформаційно-вимірювальних систем стендових випробувань гідравлічних передач тепловозів практично не існує. Аналоги систем випробування гідравлічних передач тепловозів та інших транспортних засобів існують в Росії [17–19], та деяких інших країнах [20]. Питання удосконалення випробувань тепловозів з гідравлічною передачею тепловозів присвячені дослідження розглянуті в роботах [21–26]. Галузева науково-дослідна лабораторія «Технічне

утримання та діагностика локомотивів» ДНУЗТ імені академіка В. Лазаряна виконує роботи по удосконаленню випробувань гідравлічних передач тепловозів в умовах тепловозоремонтного заводу [24–27].

Після ремонту гідравлічну передачу випробовують на стенді або безпосередньо на тепловозі. Випробування проводиться після її остаточного складання. Якість складання попередньо перевіряють обертанням по черзі привідного та вихідного валів від руки. Обертання повинно бути вільним, без заїдань і сторонніх шумів.

Далі передачу встановлюють на стенд та центрують з привідним двигуном. Карданні вали, що з'єднують вихідний і приводний вали, кріплять на всі болти.

Потім складають електричну та пневматичну схеми передачі та під'єднують їх до електричної та пневматичної схем стенду. З'єднують масляні системи гідропередачі та стенду. Встановлюють необхідну контрольно-вимірювальну апаратуру.

В якості робочої рідини при випробуванні гідравлічної передачі рекомендується застосовувати масло турбінне 22 з додаванням антипінної присадки ПМС200А в масовому співвідношенні 0,005% або масло для гідропередач ГТ50. Не можна допускати змішування різних сортів масел і потрапляння води, так як це викликає підвищене піноутворення масла. Вспіненість масла приводить до зменшення тиску його в живильному насосі, до перегріву передачі та зниженню тягово-економічних показників її роботи.

Для заправки уніфікованої гідропередачі необхідно 280 л масла. Масло заливають через сітчастий фільтр заливної горловини. Спочатку заповнюють верхній картер, після чого воно через вікно у внутрішній перегородці корпусу зливається в нижній картер, який заповнюється до рівня контрольної пробки.

Температура масла в картері гідропередачі повинна бути не нижче 5 °С. При необхідності масло підігрівають маслопідігрівачем. З пульта керування стендом вмикається один з режимів і перевіряють положення рукоятки перемикання реверс-режиму. При цьому рухливі муфти повинні знаходитися в одному з робочих положень. Перевіряються також надійність і чіткість вмикання сервоциліндрів і правильність спрацьовування електрогідравлічних вентилів.

15.2.1. Обкатка та регулювання гідропередачі без навантаження

Уніфіковану гідропередачу випробовують на стенді (рис. 15.1) з приводом від електродвигуна постійного струму потужністю не менше 250 кВт, без навантаження протягом 30 хв з короткочасним вмиканням гідроапаратів тривалістю 0,5...1,0 хв через кожні 5 хв роботи.

У процесі обкатки перевіряють:

– чи немає ненормальних стуків і переривчастих шумів;

– герметичність корпуса, штуцерних з'єднань і ущільнень по вихідних фланцях. Перевірка виконується візуально. При цьому підтікання масла не допускаються;

– температурний режим. Перевірка здійснюється в процесі всього періоду випробувань. Температура масла на виході з живильного насоса повинна бути не більше 95 °С;

– нагрів корпуса гідропередачі в зонах підшипникових вузлів понад загального рівня температури основної частини корпуса, який повинен бути не більше 20 °С. Підвищений нагрів свідчить про ненормальну роботу підшипників;

– тиск масла в системі живлення гідроапаратів в процесі всього періоду випробування. Тиск масла на виході з живильного насоса має бути при частоті обертання вала двигуна 750 $хв^{-1}$ не менше 0,12 МПа. При цьому тиск масла на форсунках системи змащення перевіряють по контрольному манометру з ціною поділки не більше 0,01 МПа. Тиск масла у підпірного клапана (дросельного отвору) повинний бути не менше 0,07 МПа, а на форсунках – не менше 0,01 МПа;

– розгін турбінного вала при виведених муфтах реверсу та режиму в нейтральне положення. Стабільність розгону визначають при частоті обертання вала двигуна, відповідно мінімуму оборотів холостого ходу тепловозних дизелів. Перевірка виконується двічі: при температурі робочої рідини 20...30 і 80...90 °С. При цьому розкручування турбінного вала повинна наступати не пізніше 2 с після виходу муфт реверса та режимів в нейтральне положення. Контроль ведеться візуально за допомогою секундоміра;

– спрацьовування блокувальних пристроїв. Перевірку виконують шляхом імітації аварійного стану гідропередачі по належності захисту;

– час наповнення гідроапаратів, який не повинен перевищувати 8 с для гідротрансформаторів і 14 с для гідромуфти. Контролюється за секундоміром з моменту вмиканням електрогідравлічних вентилів до моменту відновлення тиску масла на гідроапараті, що вмикається;

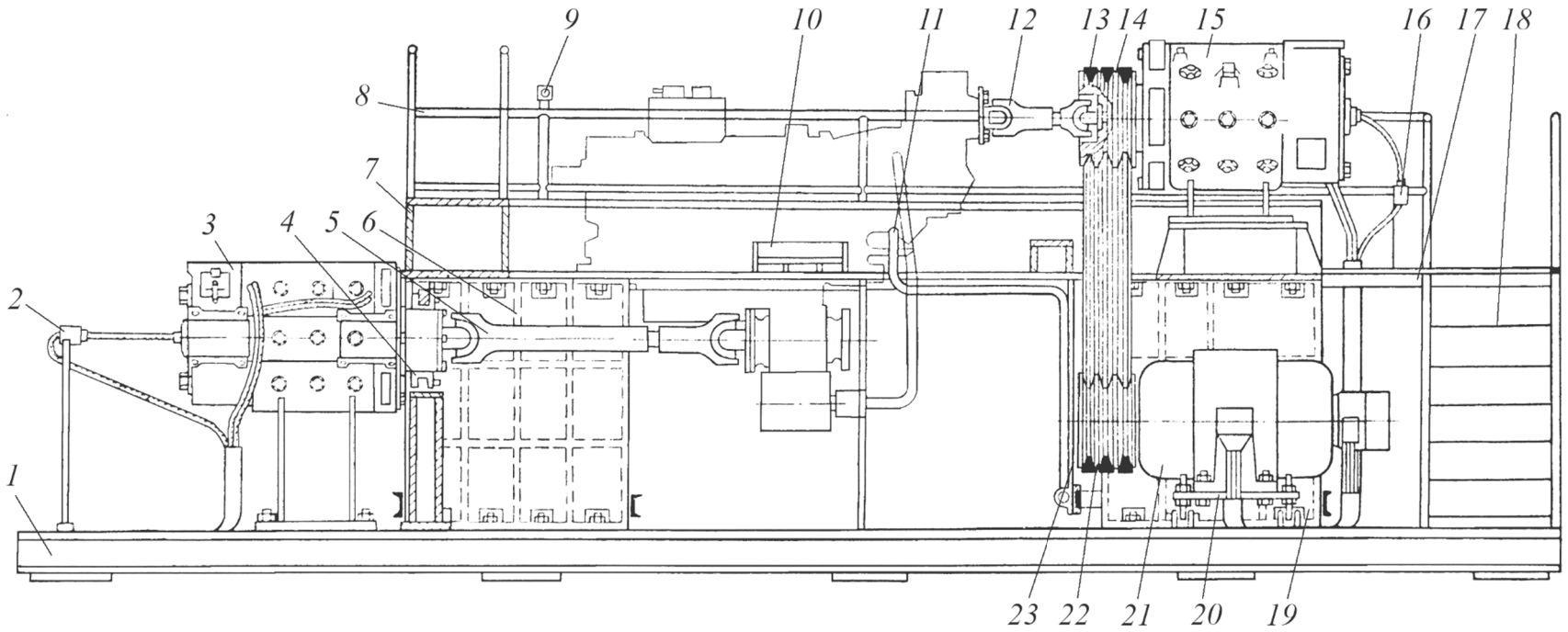


Рис. 15.1. Стенд для обкатки та випробування гідропередачі тепловоза:
1 – нижня рама; *2*, *16* – датчики тахометра; *3* – генератор; *4* – колодкове гальмо; *5*, *12* – карданні вали; *6* – задня опора; *7* – верхня рама; *8* – огородження; *9* – кнопка аварійної зупинки; *10* – кронштейн; *11* – труба підводу масла; *13* – ремінь; *14*, *22* – шківи; *15* – приводний двигун; *17* – майданчик обслуговування; *18* – трап; *19* – передня опора; *20* – опора двигуна; *21* – допоміжний двигун; *23* – огорожа ременів

– час перехідних процесів перемикання гідроапаратів. Контроль ведеться секундоміром з моменту вмикання електрогідравлічного вентиля до моменту відновлення тиску масла під увімкнутими гідроапаратами. Час переходу з гідротрансформатора другого ступеня на гідромуфту повинен бути не більше 14 с та при переході з гідротрансформатора першого ступеня на гідротрансформатор другого ступеня – не більше 8 с;

– вмикання муфт реверса та режимів. Перевірка виконується шляхом десятикратного вмикання в положення «Вперед» і «Назад» на «Поїзний» і «Маневровий» режими. При цьому вал привідного електродвигуна повинен обертатися з частотою, що відповідає мінімальній частоті обертання тепловозних дизелів. Всі перемикання здійснюються з пульта керування стендом;

– загальний рівень шуму. Перевіряють шумоміром, мікрофон якого встановлюють на відстані 1 м від корпусу гідропередачі. Рівень шуму не повинен перевищувати 100 дБ;

– величину вібрації корпуса гідропередачі. Перевіряють в місцях підшипникового вузла вхідного вала та заднього підшипникового вузла головного вала гідропередачі. Величина подвійної амплітуди вібрації не повинна перевищувати 0,1 мм;

– надійність і чіткість роботи системи автоматичного управління гідропередачею. Перевірка і регулювання системи виконуються в процесі всього періоду випробувань.

Після обкатки гідропередачі, без навантаження, перевіряють стан забрудненості фільтрів живильного, відкачуючого, вихрового насосів, насоса системи змащення та фільтрів системи управління гідропередачею.

15.2.2. Випробування гідропередачі під навантаженням

Уніфіковану гідропередачу випробовують на стенді з приводом від електродвигуна постійного струму потужністю не менше 250 кВт. Режими випробування наведені в табл. 15.1.

У процесі контрольних випробувань перевіряється:

– якість складання, герметичність корпуса, штуцерних з’єднань і ущільнень по вихідним фланців валів, тиск масла в системах живлення гідроапаратів і змащення;

– вмикання та вимикання муфт реверса та режимів; робота блокувальних пристроїв;

– характер шуму і вібрації гідропередачі, стан забрудненості фільтрів живильного, відкачуючого та вихрового насосів, насоси системи, змащення та фільтрів системи управління гідропередачею.

Таблиця 15.1

Режими випробувань під навантаженням

Номінальна потужність УГП, кВт	Режими роботи	Положення муфт реверсу	Ступінь передачі	Передаточне відношення гідроапарата	Час роботи, хв
560	поїзний	вперед	1	0,87	30
			3	0,97	30
		назад	1	0,87	30
			3	0,97	30
	маневровий	вперед	2	0,80	60
		назад	2	0,80	60
850	поїзний	вперед	1	0,70	40
			2	0,87	40
			3	0,97	40
		назад	1	0,70	40
			2	0,87	40
			3	0,97	40

Температурний режим роботи гідропередачі перевіряється в процесі всього періоду випробувань, при цьому показання термометрів не повинні перевищувати величин, зазначених в табл. 15.2.

Після випробувань гідропередачу оглядають з частковим розбиранням, достатнім для виявлення стану робочих поверхонь зубів шестірень, шліцьових з’єднань привода живильного та відкачуючого насосів, шліців муфт реверса та режимів. При цьому перевіряється стабільність зазорів по робочим колесам гідротрансформаторів, проводиться повне розбирання насосів з оглядом золотників золотникової коробки, перевіряється кріплення вузлів і деталей та осьового розбігу валів.

Таблиця 15.2

Температурні режими під час випробування гідропередачі

Місце контролю температури	Температура масла в °С при вихідній потужності в кВт		
	250	500	номінальна
На виході з живильного насоса	95	95	95
В колі циркуляції заповненого гідротрансформатора	110	115	115
В колі циркуляції порожнього гідротрансформатора	115	130	140
Перевищення нагріву корпуса в зоні зовнішніх підшипникових вузлів у порівнянні з основною частиною корпуса	15	20	25

Після розбирання й огляду гідропередачу знову збирають і перевіряють її роботу протягом 0,5 годин без навантаження. У разі вимушених зупинок через неполадки в роботі, пов'язаних з необхідністю заміни будь-яких вузлів чи деталей, рахунок часу починається спочатку, після внесення необхідних виправлень.

Після закінчення обкатки та випробування гідропередачі масло зливають, фільтри очищають і промивають.

15.3. Різновиди стендів для випробування гідропередач

На підприємствах України, що ремонтують гідравлічні передачі для проведення випробувань використовують типові стенди більшість з яких розроблені та використовуються з 80-х років.

На Дніпропетровському заводі по ремонту тепловозів «Промтепловоз» використовується стенд для випробувань уніфікованої гідропередачі УГП750-1200. Гідравлічна передача цього типу встановлена на більшості тепловозів з гідравлічною передачею які експлуатуються на підприємствах промислового транспорту та Укрзалізниці.

Стенд дозволяє вимірювати наступні параметри:

– температуру масла до та після гідропередачі за допомогою датчиків (діапазон 0...150 °С, ціна поділки шкали 5 °С);

– тиск масла в системі змащування (0...1,5 МПа, ціна поділки шкали 0,2 МПа);

– струм приводного електродвигуна та навантажувального генератора (0...600 А, ціна поділки шкали 50 А);

– напругу на затискачах приводного електродвигуна (0...600 В, ціна поділки шкали 10 В);

– напругу на затискачах навантажувального генератора (0...500 В, ціна поділки шкали 20 В);

– частоту обертання приводного електродвигуна та генератора (250...1500 хв$^{-1}$, ціна поділки шкали 50 хв$^{-1}$).

Звичайно, даний стенд по кількості контрольних параметрів і точності вимірювання (застосовуються стрілочні аналогові індикатори) не відповідає сучасному рівню розвитку обчислювальної техніки. Стенд не дозволяє фіксувати динаміку процесів. Відсутність автоматичної фіксації виміряних параметрів та протоколу випробувань зменшує можливості для аналізу результатів випробувань і випробувального стенду в цілому.

Найближчим сучасним аналогом вже існуючих в Україні стендів (без комп'ютеризованої фіксації параметрів) випробування є стенд розробки заводу спеціалізованого обладнання «Стандарт» для випробування уніфікованої гідропередачі УГП 230 [18].

Стенд призначений для проведення приймально-здавальних випробувань уніфікованої гідропередачі УГП 230 після ремонту для перевірки та настройки основних технічних характеристик.

При випробуваннях гідропередачі перевіряється якість складання, герметичність, тиск у масляних системах, температурний режим, перемикання реверсу, якість складання та роботи фрикціонів, частота обертання приводного валу. Випробування проводяться на двох режимах поїзний та маневровий.

Стенди випробування гідравлічних передач використовуються не лише на локомотиворемонтних заводах, а й на підприємствах, які виконують ремонт кар'єрних автомобілів, колійної техніки та інших транспортних засобів. Так, наприклад, на НТЦ «Технічна діагностика і прецизійні вимірювання» створено комп'ютеризований стенд для випробувань і обкатки гідромеханічних передач (ГМП) [17]. Даний стенд

застосовується для випробувань гідропередач кар'єрних самоскидів БелАЗ, аеродромних тягачів, шлаковозів, ваговозів, колісних бульдозерів БелАЗ, деяких марок тракторів, тощо. На рис. 15.2 показано структурну схему такого стенду.

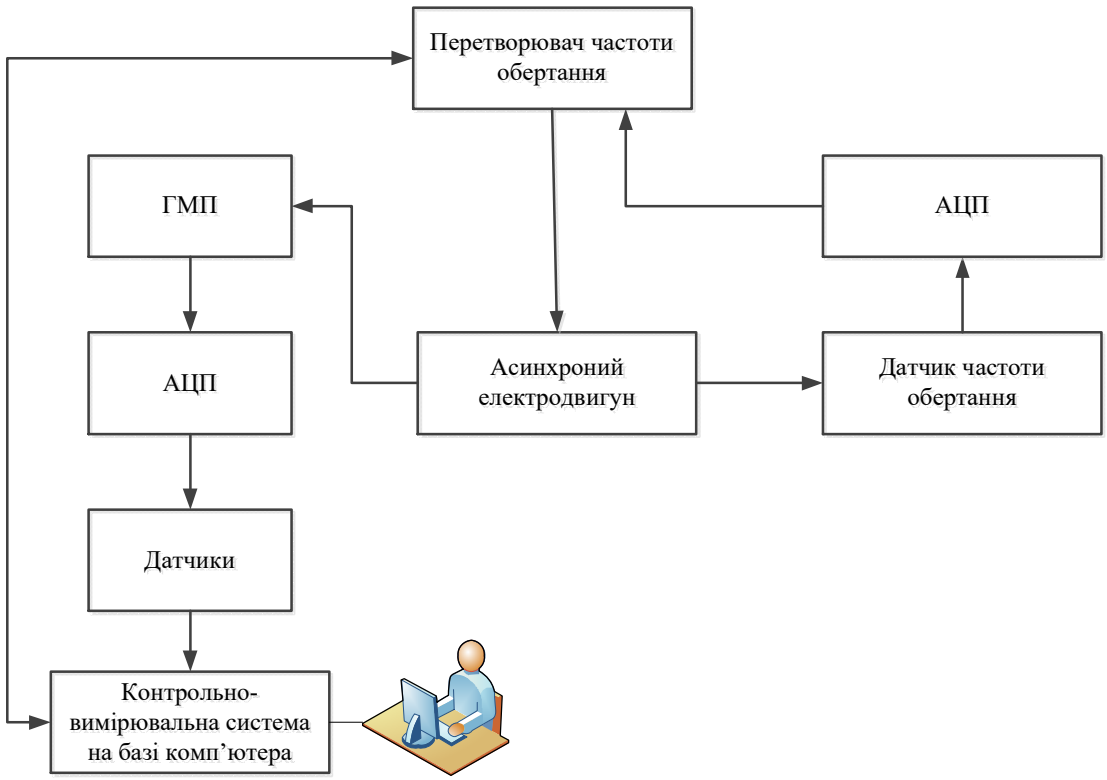


Рис. 15.2. Структурна схема комп'ютеризованого стенд для випробувань і обкатки гідромеханічних передач:
АЦП – аналого-цифровий перетворювач; ГМП – гідромеханічна передача

Стенд дозволяє виконувати випробування ГМП за допомогою асинхронного електродвигуна. Дані від датчиків передаються через АЦП до комп'ютера. Асинхронний електродвигун має зворотній зв'язок з комп'ютером через перетворювач частоти обертання, що дозволяє регулювати частоту обертання двигуна.

Розглянутий стенд контролює крутний момент з фіксацією частоти обертання вхідного та вихідного валів, температуру та витрати рідині в системі охолодження, тиск у масляних системах ГМП (головній магістралі, гідротрансформаторі, системі змащення, канали вмикання фрикціонів блокування). Також фіксується час випробувань.

Проведення випробувань виконується на даному стенді в автоматичному режимі за допомогою комп'ютера: програмний вибір типу

ГМП, вибір і перемикання передач, завдання режимів обкатки для кожної передачі ГМП, завдання часу обкатки та автоматична підтримка швидкісного режиму. Вимірювані параметрі контролюються та відображаються на моніторі комп'ютера. Можлива аварійна зупинка при перевищенні заданого значення вимірюваних параметрів. Також виконується документування та архівація результатів випробувань, друк протоколу.

До недоліків стенду можна віднести відсутність гальмівного навантаження (генератора для випробувань гідропередачі в навантаженому режимі).

Наступною розробкою вищезгаданого заводу є стенд для випробувань і обкатки гідропередачі [19], який по суті є вдосконаленим варіантом попередньо розглянутого.

Структурна схема стенду показана на рис. 15.3.

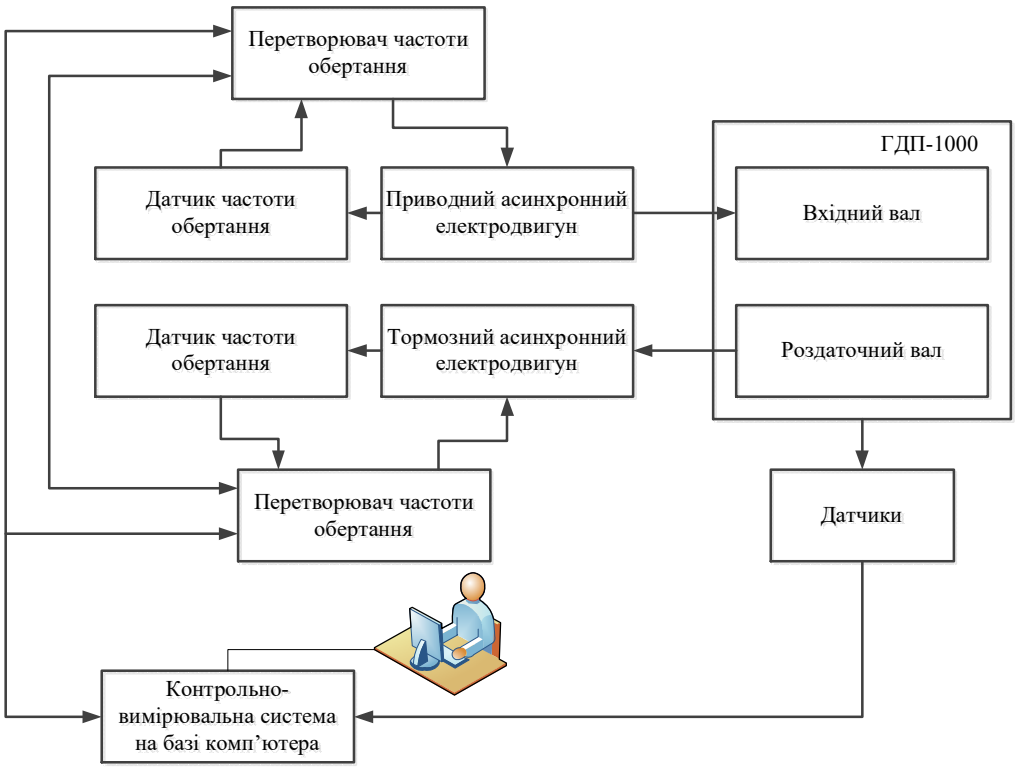


Рис. 15.3. Структурна схема стенду для випробувань і обкатки гідропередачі ГДП-1000

Головною відмінною особливістю стенду є використання асинхронних електродвигунів (АЕД) в парі з частотними перетворювачами, як у якості приводного, так і в якості гальмівного навантажувальних

пристроїв, а також застосування гальмівного генератора навантаження. При цьому, частотні перетворювачі об'єднані по шині постійного струму, що дозволяє передавати потужність з гальмівного АЕД на приводний АЕД, і таким чином здійснювати рекуперацію потужності. Частота обертання та навантаження задається програмно. Показання датчиків реєструються в програмі та відображаються на екрані монітора в реальному масштабі часу. Після закінчення випробувань формується звіт.

Стенд дозволяє перевірити якість складання ГДП, тиск у масляних системах ГДП в різних температурних режимах, вмикання та вимикання муфт реверсу в різних температурних режимах, розкрутку турбінних валів в різних температурних режимах, стійкості роботи живильного насоса, перехідних процесів, роботи в стоповому режимі.

15.4. Способи підвищення енергоефективності стенду випробування гідропередачі

В складних економічних умовах скорочення витрат електроенергії, що споживається на потреби виробництва є актуальним завданням для промислових підприємств країни. Технічними умовами підприємств, що ремонтують гідравлічні передачі тепловозів, рекомендується проведення певного обсягу оціночних і регулювальних випробувань з метою контролю їх післяремонтного стану. Як показує практика, значна частина дефектів гідравлічних передач виявляється під час стендових випробуваннях. До переваг стендових випробувань можна також віднести можливість виявлення післяремонтних дефектів, зручність обслуговування гідравлічної передачі та відносно невелика трудомісткість усунення дефектів.

Під час проведення капітальних ремонтів тепловозів одним з найбільш енерговитратним являється стенд випробувань гідравлічних передач тепловозів. Проведення випробування гідравлічних передач в широкому діапазоні потужностей як правило обмежено технічними можливостями обладнання та існуючими лімітами споживання електричної енергії. В зв'язку з цим актуальним є розробка методів енергоефективних випробувань гідравлічних передач тепловозів.

В [25–27] розглянуто системи взаємного навантаження тягових електричних машин постійного та пульсуючого струму, що дає можливість використовувати їх при виконанні стендових випробувань гідравлічних передач з електричним приводом та навантаженням.

В основному на підприємствах для проведення випробувань використовують типовий стенд. Він складається з рами, на яку встановлюється гідравлічна передача, привідного електродвигуна постійного струму, генератора постійного струму, для відбору потужності, пульта керування. Для навантаження генератора використовується водяний реостат.

Структурна схема стенду, що використовується для випробувань на більшості тепловозоремонтних заводах, приведена на рис. 15.4.

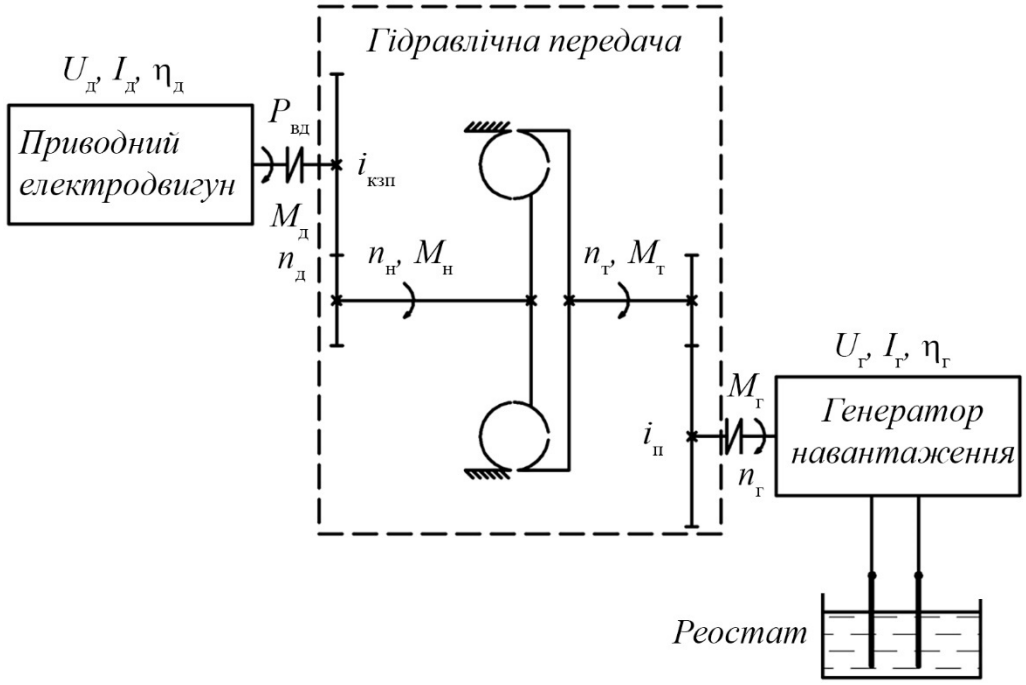


Рис. 15.4. Структурна схема стенду обкатки та випробування гідравлічних передач тепловозів

Вхідними параметрами стенду є напруга $U_д$ та струм якоря $I_д$, напруга обмотки збудження $U_{зб\,дв}$ приводного електродвигуна. Для гідравлічної передачі вхідними параметрами є частота обертання $n_д$ та момент $M_д$ на валу приводного електродвигуна, що відповідає частоті обертання $n_т$ та моменту $M_т$ насосного колеса. В якості вихідних параметрів гідравлічної передачі виступають частота обертання $n_н$ та

моменту $M_{н}$ насосного колеса, що відповідає частоті обертання $n_{г}$ та моменту $M_{г}$ якоря генератора навантаження. Для створення моменту опору при випробуваннях гідравлічної передачі використовується водяний реостат навантаження, потужність споживана реостатом визначається як $P_{г} = I_{г}U_{г}$.

У процесі випробувань контролюють наступні параметри:

– частоту обертання привідного електродвигуна $n_{д}$ і навантажувального генератора $n_{г}$;

– струм $I_{д}$ та напругу $U_{д}$ якоря та обмотки збудження $U_{зб\,дв}$ приводного електродвигуна та навантажувального генератора $U_{зб\,г}$.

– температуру мастила на вході та виході з гідропередачі;

– тиск в системі змащування;

– тиск живильного насосу гідравлічної передачі.

Гідравлічна передача типу УГП 750-1200 розрахована на сумісну роботу з дизелем який розвиває потужність від 550...880 кВт (750…1200 к.с.). Перевірити роботу гідравлічної передачі в усьому діапазоні навантажень на існуючому стенді не можливо, так як паспортна потужність привідного електродвигуна стенду складає 270 кВт. Крім того, моменті характеристики електродвигуна не співпадають з характеристиками гідропередачі, що не дозволяє використовувати всю потужність електродвигуна. Тому стендові випробування гідравлічної передачі після капітального ремонту проводяться в обмеженому діапазоні навантажень.

Для розширення можливостей випробувального стенду можливі наступні варіанти його модернізації [28].

Заміна привідного електродвигуна тепловозним дизелем. Встановлення дизеля значно ускладнює конструкцію та збільшує габаритні розміри стенду. Необхідно також враховувати, що при розміщенні стенду з дизелем на території цеху шум та вихлопи відпрацьованих газів, які виникають в процесі роботи дизельного двигуна, будуть негативно впливати на робітників підприємства. Враховуючи високу вартість дизельного палива та інші перелічені недоліки цей спосіб є не раціональним.

Встановлення привідного електродвигуна, що має номінальну потужність відповідну дизелю, призведе до необхідності зміни на більш потужну системи управління електродвигуном. Разом з вартістю електродвигуна цей варіант вимагатиме значних капітальних вкладень.

Одним з варіантів модернізації є *встановлення на стенді додаткового електродвигуна для збільшення потужності на привід вхідного валу гідравлічної передачі*. Цей варіант має свої переваги в тому випадку, якщо для живлення додаткового електродвигуна використати навантажувальний генератор стенду.

З точки зору економії електроенергії, що витрачається на живлення приводного електродвигуна, раціональним є варіант *повернення електроенергії від генератора до приводного двигуна* (рис. 15.5).

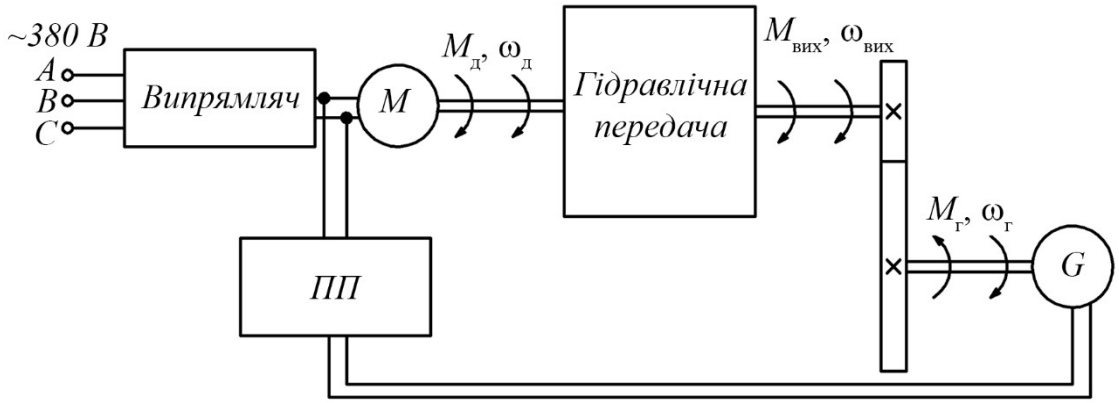


Рис. 15.5. Варіант модернізації з встановленням додаткового перетворювача потужності:

M – приводний електродвигун; *ПП* – перетворювач потужності; *G* – генератор

Для цього замість водяного реостата вмикається перетворювач потужності з метою регулювання вихідної напруги генератора відповідно режиму роботи приводного електродвигуна.

Тому що потужність навантажувального генератора залежить від режиму випробувань, то необхідно використовувати складну систему перетворення енергії яка забезпечить можливість живлення додаткового електродвигуна.

Розглянемо більш детально варіант встановлення додаткового електродвигуна для збільшення потужності на вхідному валу гідравлічної передачі.

Структурна схема модернізованого стенду для випробування гідравлічної передачі приведена на рис. 15.6. Двигун M и генератор G – електромашини, призначені для навантаження гідравлічної передачі. Двигун M з'єднаний з вхідним валом гідравлічної передачі, а генератор G – з вихідним валом гідравлічної передачі через редуктор з коефіцієнтом передачі кутової швидкості k_2.

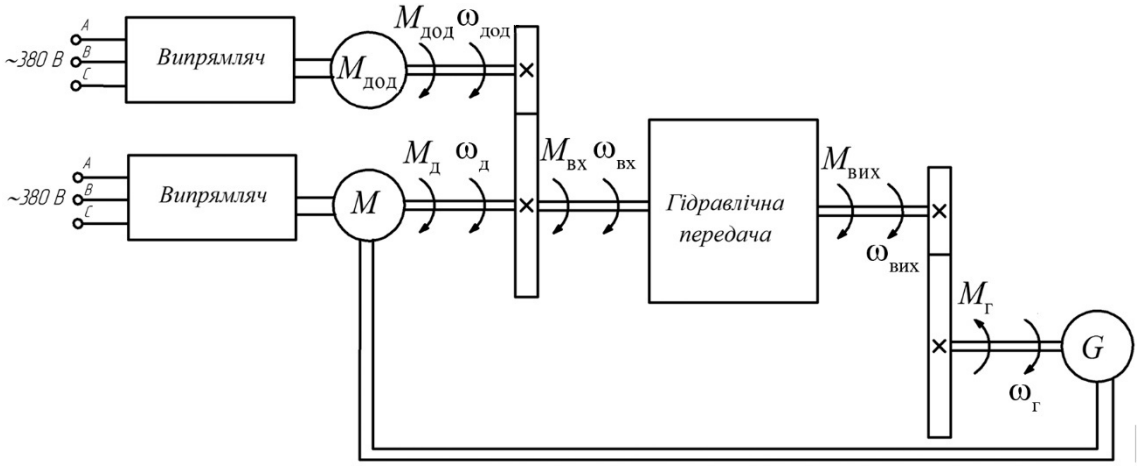


Рис. 15.6. Варіант модернізації з встановленням додаткового приводного електродвигуна:

M – приводний електродвигун; $M_{дод}$ – додатковий приводний електродвигун; G – генератор

Додатковий приводний двигун $M_{дод}$, призначений для покриття всіх втрат в стенді взаємного навантаження, з'єднаний з вхідним валом гідравлічної передачі через редуктор з коефіцієнтом передачі кутової швидкості k_1.

Електрична схема випробувального стенду приведена на рис. 15.7. Якорі електродвигуна M та генератора G з'єднані електрично, утворюючи замкнутий контур. Обмотки збудження двигуна M та генератора G живляться від окремих джерел напруги $ДН1$ та $ДН2$ відповідно. Якір додаткового приводного двигуна $M_{дод}$ підключено до джерела живлення $ДН3$, а його обмотка збудження – до джерела напруги $ДН4$.

Частота обертання вхідного вала гідравлічної передачі регулюється шляхом зміни напруги на якорі и струму збудження додаткового приводного двигуна $M_{дод}$ $(ДН3, ДН4)$.

Регулювання моменту навантаження гідравлічної передачі виконується шляхом зміни струму I в контурі двигуна M и генератора G.

Стабілізація напруги на якорі $M_{дод}$ забезпечує стабілізацію кутової швидкості $\omega_{вх}$ вхідного вала гідравлічної передачі. Будемо вважати, що однією з умов випробування гідравлічної передачі є умова

$$\omega_{вх} = \text{const}. \qquad (15.1)$$

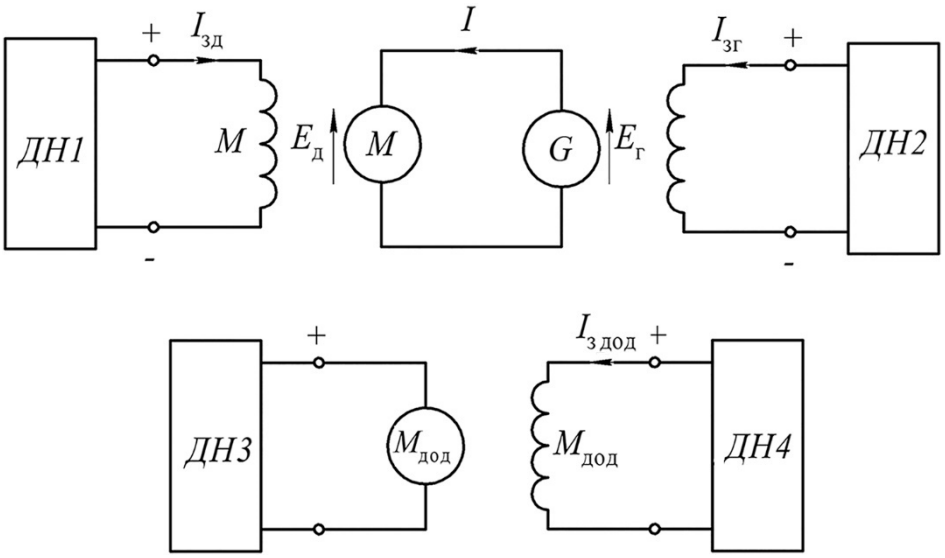


Рис. 15.7. Електрична схема стенду

Другою умовою, що забезпечує відносну стабільність моменту навантаження гідравлічної передачі, є постійність струму якоря M та G

$$I = \text{const}. \tag{15.2}$$

Баланс напруги [19] в основному електричному контурі $(M-G)$ має вигляд:

$$E_г - E_д = I \cdot \sum R, \tag{15.3}$$

де $E_г$, $E_д$ – е.р.с. генератора і двигуна відповідно;

$\sum R$ – сумарний активний опір основного електричного контуру.

$$E_г = c \cdot \Phi_г \cdot \omega_г; \tag{15.4}$$

$$E_д = c \cdot \Phi_д \cdot \omega_д, \tag{15.5}$$

де c – постійна складова, яка залежить від конструкції однотипних електродвигуна M та генератора G;

$\Phi_г, \Phi_д$ – магнітні потоки генератора та двигуна відповідно;

$\omega_г, \omega_д$ – кутові швидкості генератора та двигуна відповідно.

Кутові швидкості $\omega_г, \omega_д$ зв'язані між собою виразом:

$$\omega_г = k_{гп} \cdot K_2 \cdot \omega_д, \tag{15.6}$$

де $k_{гп}$ і k_2 – коефіцієнти передачі кутової швидкості гідравлічної передачі і редуктора відповідно.

Для нормального взаємного навантаження однотипних електромашин M и G бажано забезпечення умови

$$k_{гп} = \frac{1}{k_{гп\ ср}}, \tag{15.7}$$

де $k_{гп\ ср}$ – середнє значення регулюємого коефіцієнта передачі $k_{гп}$.

Баланс механічних моментів може бути представлений у вигляді

$$M_д + \frac{1}{k_1} \cdot M_{дод} = M_г \cdot k_{гп} \cdot k_2 + \Delta M_{гп}, \tag{15.8}$$

де $M_д$, $M_г$ – момент на валах двигуна і генератора;

$\Delta M_{гп}$ – втрати моменту в гідравлічній передачі, приведені до вхідного валу.

Момент на валу додаткового двигуна, необхідний для компенсації всіх втрат у випробувальному стенді

$$M_{дод} = k_1 \left(M_г \cdot k_{гп} \cdot k_2 + \Delta M_{гп} - M_д \right); \tag{15.9}$$

$$M_г = c \cdot \Phi_г \cdot I + \Delta M_г; \tag{15.10}$$

$$M_д = c \cdot \Phi_д \cdot I - \Delta M_д, \tag{15.11}$$

де $\Delta M_г$, $\Delta M_д$ – втрати моменту, обумовлені втратами холостого ходу в генераторі і двигуні відповідно.

Тоді вираз для $M_{\text{доп}}$ прийме вигляд:

$$M_{\text{дод}} = k_1 \left[c \cdot I \left(\Phi_{\text{г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 - \Phi_{\text{д}} \right) + \Delta M_{\text{гп}} + \Delta M_{\text{г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 + \Delta M_{\text{д}} \right]. \tag{15.12}$$

Струм в основному контурі

$$I = \frac{c\left(\Phi_{\text{г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 - \Phi_{\text{д}} \right) \omega_{\text{д}}}{\sum R}. \tag{15.13}$$

Регулювання струму і, відповідно моменту навантаження гідравлічної передачі, що випробовується може здійснюватися шляхом зміни магнітних потоків двигуна M і генератора G. Для заданого значення струму I і кутової швидкості $\omega_{\text{д}}$ співвідношення магнітних потоків

$$\Phi_{\text{г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 - \Phi_{\text{д}} = \frac{I \cdot \sum R}{c \cdot \omega_{\text{д}}}. \tag{15.14}$$

Тоді вираз для $M_{\text{дод}}$ матиме вигляд:

$$M_{\text{дод}} = k_1 \left(\frac{I^2 \cdot \sum R}{\omega_{\text{д}}} + \Delta M_{\text{гп}} + \Delta M_{\text{г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 + \Delta M_{\text{д}} \right). \tag{15.15}$$

Помноживши обидві частини цього виразу на $\frac{\omega_{\text{д}}}{k_1}$, одержимо рівняння балансу потужності у вигляді:

$$P_{\text{дод}} = \sum \Delta P_{\text{е}} + \Delta P_{\text{гп}} + \Delta P_{\text{хх г}} \cdot k_{\text{гп}} \cdot k_2 + \Delta P_{\text{хх д}}, \tag{15.16}$$

де $P_{\text{дод}}$ – потужність додаткового двигуна;

$\sum \Delta P_{\text{е}}$ – сумарні електричні втрати в двигуні і генераторі;

$\Delta P_{\text{гп}}$ – втрати потужності в гідравлічній передачі;

$\Delta P_{\text{хх г}}$, $\Delta P_{\text{хх д}}$ – втрати холостого ходу в генераторі і двигуні відповідно.

Таким чином, додатковий двигун $M_{\text{дод}}$ покриває всі втрати у випробувальному стенді.

Втрати потужності в гідравлічній передачі

$$\Delta P_{\text{гп}} = \Delta M_{\text{гп}} \cdot \omega_{\text{вх}} = M_{\text{вх}} \cdot \omega_{\text{д}} \left(1 - \eta_{\text{гп}}\right), \qquad (15.17)$$

де $M_{\text{вх}}$, $\omega_{\text{вх}}$ – момент і кутова швидкість на вході гідравлічної передачі відповідно;

$\eta_{\text{гп}}$ – к.к.д. гідравлічної передачі.

$$M_{\text{вх}} = M_{\text{д}} + \frac{1}{k_1} M_{\text{дод}}. \qquad (15.18)$$

15.5. Методика визначення механічних втрат в гідропередачі

До гідропередач пред'являється ряд вимог: мати високу надійність, ремонтопридатність та високий коефіцієнт корисної дії. Для отримання високого к.к.д необхідно, щоб передача мала мінімальні втрати потужності. К.к.д. гідропередачі можна визначити за формулою:

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{вихід}}}{N_{\text{вхід}}}, \qquad (15.19)$$

де $N_{\text{вихід}}$ – потужність, яка знімається з роздавального вала;

$N_{\text{вхід}}$ – потужність, яка підводиться до приводного валу.

В заводських умовах, ці потужності можна визначати під час випробуванні на стенді (рис. 15.8) за наступною методикою.

Для привода гідравлічної передачі використовується приводний електродвигун постійного струму потужністю 270 кВт. Приводний електродвигун з'єднаний з приводним валом через карданний вал. Тобто

$$N_{\text{вхід}} = P_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{кв}}, \qquad (15.20)$$

де $P_{\text{д}}$ – потужність привідного електродвигуна;

$\eta_{\text{кв}}$ – коефіцієнт корисної дії карданного валу, $\eta_{\text{кв}} = 0,99$.

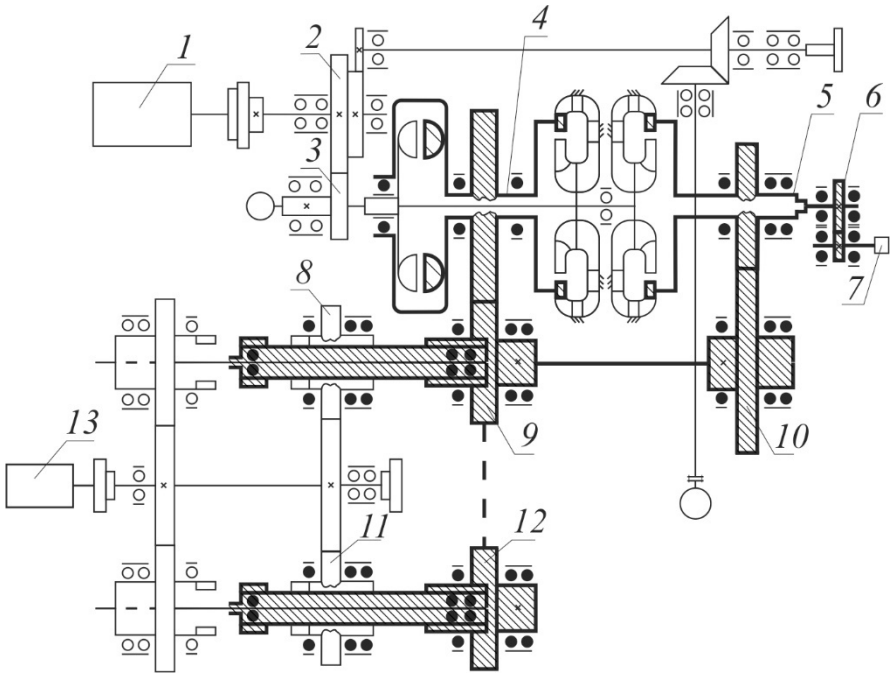


Рис. 15.8. Структурна схема підключення основних агрегатів стенду обкатки та випробування до гідравлічної передачі тепловоза:
1 – приводний двигун; *2* – шестірня корегувальної зубчастої пари; *3* – зубчасте колесо корегувальної зубчастої пари; *4* – вал турбінних коліс другого ступеня; *5* – вал турбінних коліс першого ступеня; *6* – редуктор привода тахогенератора; *7* – тахогенератор; *8*, *9*, *10* – шестірні вторинного вала; *11*, *12* – шестірні вала реверса; *13* – генератор навантаження

Потужність привідного двигуна визначаємо за формулою:

$$P_{\text{д}} = U_{\text{д}} \cdot I_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}}, \qquad (15.21)$$

де $U_{\text{д}}$ – напруга, яка підводиться до приводного електродвигуна;

$I_{\text{д}}$ – струм якоря приводного електродвигуна;

$\eta_{\text{д}}$ – коефіцієнт корисної дії приводного електродвигуна.

Роль навантаження гідравлічної передачі на стенді виконує генератор, який з'єднаний з вихідним валом через карданний вал. Навантаженням для генератора є водяний реостат. Тоді потужність, яка передається роздавальним валом визначається за формулою:

$$N_{\text{вихід}} = P_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{кв}}, \tag{15.22}$$

де $P_{\text{г}}$ – потужність генератора.

Потужність генератора визначаємо за формулою:

$$P_{\text{г}} = U_{\text{г}} \cdot I_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{г}}, \tag{15.23}$$

де $U_{\text{г}}$ – напруга на затискачах генератора;

$I_{\text{г}}$ – струм якоря генератора;

$\eta_{\text{г}}$ – коефіцієнт корисної дії генератора.

Тоді

$$\eta_{\text{гп}} = \frac{N_{\text{вихід}}}{N_{\text{вхід}}} = \frac{U_{\text{г}} \cdot I_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{кв}}}{U_{\text{д}} \cdot I_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{кв}}}. \tag{15.24}$$

Якщо значення $\eta_{\text{гп}}$ відповідає паспортним значенням, то можна вважати, що відремонтована гідравлічна передача знаходиться в технічно справному стані. При відхиленні значення $\eta_{\text{гп}}$ від нормативного, необхідно визначити той вузол, який призводить до збільшення втрат. Але це не проста задача, так як динамічна гідравлічна передача має наступні втрати: механічні, гідравлічні та втрата потужності на власні потреби.

Основні механічні втрати виникають в наступних місцях:

– в підшипниках;

– в зубчастих колесах;

– дискове тертя в колі циркуляції гідроапаратів.

При циркуляції рідини в гідроапараті виникають наступні гідравлічні втрати:

– удар при вході на лопатки;

– раптове звуження при вході в канали між лопатками;

– тертя по довжині в канали між лопатками;

– скривлення каналу;

– раптове розширення при виході з каналу між лопатками.

Живильний та відкачувальний насоси забезпечують роботу гідравлічної передачі, тому їхню сумарну потужність можна віднести до втрат на власні потреби. Сумарні втрати можна записати у вигляді:

$$\sum P_{\text{втр}}^{\text{угп}} = \sum P_{\text{мех}} + \sum P_{\text{гідр}} + \sum P_{\text{вп}}, \qquad (15.25)$$

де $\sum P_{\text{мех}}$ – сумарні механічні втрати в гідравлічній передачі;

$\sum P_{\text{гідр}}$ – сумарні гідравлічні втрати в гідроапараті;

$\sum P_{\text{вп}}$ – сумарні втрати на власні потереби.

Сумарні втрати гідравлічної передачі можна визначити за формулою:

$$\sum P_{\text{втр}}^{\text{угп}} = N_{\text{вхід}} - N_{\text{вихід}}. \qquad (15.26)$$

Конструктивно гідравлічна передача не має жорсткого зв’язку між приводним та роздавальним валами. Тому загальні механічні втрати будуть складатися з кількох частин:

$$\sum P_{\text{мех}} = P'_{\text{мех}} + P''_{\text{мех}} + P'''_{\text{мех}}, \qquad (15.27)$$

де $P'_{\text{мех}}$ – механічні втрати приводного вала, головного вала (з боку насосних коліс) та вала відбору потужності;

$P''_{\text{мех}}$ – механічні втрати головного вала (з боку турбінних коліс), вторинного вала та вала реверса до рухомих муфт;

$P'''_{\text{мех}}$ – механічні втрати вторинного вала та вала реверсу від нерухомих муфт, роздавального вала.

При обертанні приводного вала гідравлічної передачі на стенді, при порожніх гідроапаратах, вся потужність приводного двигуна буде витрачатися на механічні втрати $P'_{\text{мех}}$ і втрати потужності на власні потреби $\sum P_{\text{вп}}$, тобто

$$P'_{\text{д}} = P'_{\text{мех}} + \sum P_{\text{вп}} - P_{\text{д}}^{\text{бн}}, \qquad (15.28)$$

де $P_{д}^{бн}$ – потужність приводного двигуна без навантаження.

Для визначення механічних втрат $P'_{мех}$ і втрати потужності на власні потреби $\sum P_{вп}$ достатньо відняти потужність $P_{д}$ від $P'_{д}$, як це проілюстровано на рис. 15.9.

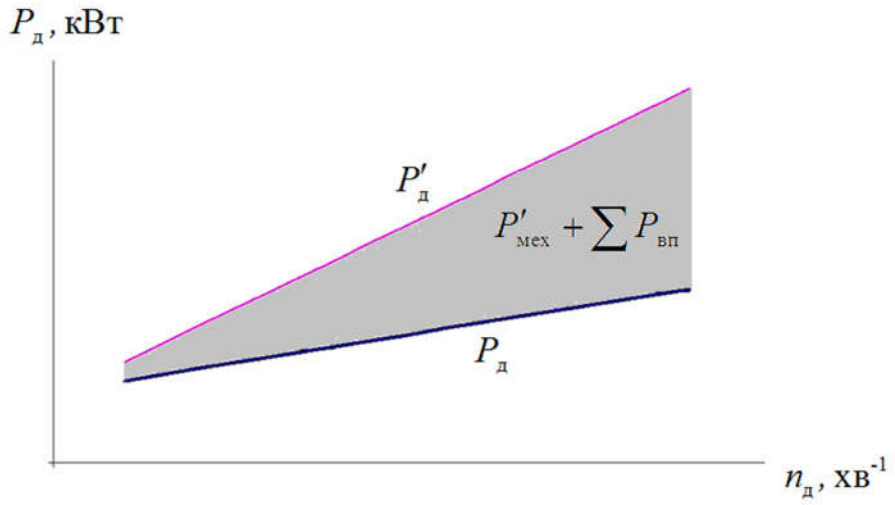


Рис. 15.9. Визначення механічних втрат $P'_{мех}$ і втрати потужності на власні потреби $\sum P_{вп}$

Одним з способів визначення механічних втрат $P''_{мех}$ є метод вільного вибігу (самогальмування), що викладено в працях професора Боднара Б. Є. [23, 29]. Суть цієї методики полягає в наступному. Обидві рухомі муфти реверс-режимного механізму встановлюються в нейтральне положення та при працюючому дизелі заповнюється робочою рідиною пусковий гідротрансформатор. Звільнені від зв'язку з колісними парами локомотива турбінні колеса розганяються до певної обводової швидкості. Після цього зливають робочу рідину з гідроапарата та глушать дизель і починається процес самовільного гальмування, тобто гальмування виключно за рахунок внутрішніх сил тертя.

Для проведення випробувань гідравлічної передачі на стенді за цією методикою муфти режиму та реверса встановлюються в нейтральне положення, а далі випробування проводять у такій послідовності:

– при працюючому приводному електродвигуні пусковий гідротрансформатор заповнюється робочою рідиною;

– турбінні колеса розганяються до значення обводової швидкості $\omega_0^{вибігу}$;

– при встановленні сталої частоти обертання, зливається робоча рідина з гідроапарата та від'єднується живлення від приводного електродвигуна;

– після зупинки приводного електродвигуна гідравлічна передача переходить в режим вільного вибігу.

В якості параметру, за яким оцінюється механічні втрати в гідравлічній передачі, використовується час до зупинки валів.

В режимі вільного вибігу рівняння руху валів гідравлічної передачі можна представити у вигляді:

$$J_1\frac{d\omega_1}{dt}+J_{21}\frac{d\omega_{21}}{dt}+J_{22}\frac{d\omega_{22}}{dt}+J_{31}\frac{d\omega_{31}}{dt}+J_{41}\frac{d\omega_{41}}{dt}=$$

$$=M_1-M_2-M_3-M_4-M_{O2}-M_{Овт}-M_{Овр}-M'_{Опов}, \quad (15.29)$$

де $J_1\frac{d\omega_1}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас насосних коліс вала;

$J_{21}\frac{d\omega_{21}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас турбінних коліс та вала ГТР1;

$J_{22}\frac{d\omega_{22}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас турбінних коліс та вала ГТР2 та гідромуфти (для УГП 1200ПР);

$J_{31}\frac{d\omega_{31}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас вторинного валу до муфти;

$J_{41}\frac{d\omega_{41}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас вала реверсу до муфти;

M_1 – ефективний момент, що розвивається насосним колесом;

M_2 – момент, який споживає турбінне колесо ГТР1;

M_3 – втрати моменту в спрямовувальному апаратові;

M_4 – втрати моменту при протіканні робочої рідини по колесам;

M_{O2} – втрати моменту на подолання механічного опору обертання турбінних валів;

$M_{О3}$ – втрати моменту на подолання механічного опору обертання вторинного вала;

$M_{О4}$ – втрати моменту на подолання механічного опору обертання вала реверса;

$M'_{Опов}$ – втрати моменту на подолання повітряного опору обертання турбінних коліс ГТР2 та ГМ.

Після розкручування валів до певної кутової швидкості, приводний електродвигун від'єднується від живлення. Частота обертання приводного електродвигуна стрімко знижується до повної зупинки. При цьому, вал відбору потужності, приводний вал та насосний вал не обертаються, так як вони зв'язані з валом двигуна, тому моменти M_1, M_2, M_3, M_4 дорівнюють нулю.

З рис. 15.8 видно, що після зупинки приводного електродвигуна турбінні вали гідротрансформаторів (ГТР1 і ГТР2) та гідромуфти (ГМ) продовжують обертатися під дією сил інерції. Рівняння їх руху матиме вигляд:

$$J_{21}\frac{d\omega_{21}}{dt}+J_{22}\frac{d\omega_{22}}{dt}+J_{31}\frac{d\omega_{31}}{dt}+J_{41}\frac{d\omega_{41}}{dt}=$$

$$=M_{О2}+M_{О3}+M_{О4}+M'_{Опов}. \quad (15.30)$$

Визначення складових втрат моменту кожного вала, не руйнуючи кінематичний зв'язок між валами, майже нереально, але їх можна представити у вигляді загального гальмівного моменту

$$M_г = M_{О2}+M_{О3}+M_{О4}+M'_{Опов}, \quad (15.31)$$

а для рівняння руху валів запишеться у вигляді:

$$J_{21}\frac{d\omega_{21}}{dt}+J_{22}\frac{d\omega_{22}}{dt}+J_{31}\frac{d\omega_{31}}{dt}+J_{41}\frac{d\omega_{41}}{dt}=M_г. \quad (15.32)$$

Таким чином, кінематична енергія рухомих мас валів гідравлічної передачі в режимі вільного обертання повністю витрачається на подолання сил тертя.

Виразивши кутову швидкість через частоту обертання $\omega = 2\pi n$ і підставивши у рівняння, отримаємо

$$2\pi\left(J_{21}\frac{dn_{21}}{dt} + J_{22}\frac{dn_{22}}{dt} + J_{31}\frac{dn_{31}}{dt} + J_{41}\frac{dn_{41}}{dt} \right) = M_{\text{г}}. \qquad (15.33)$$

Тому що датчик швидкості встановлено на турбінному валу ГТР1, який регіструє частоту обертання валів, то моменти інерції J_{22}, J_{31} та J_{41} необхідно привести до цього валу.

Знаючи приведений момент інерції обертових мас валів $J_{\text{пр}}$, рівняння можна записати у вигляді

$$2\pi J_{\text{пр}}\frac{dn_{\text{пр}}}{dt} = M_{\text{г}}. \qquad (15.34)$$

За даними досліджень Калужського машинобудівного заводу та ВНДТІ в таблиці 15.3 приведені значення моментів інерції деталей гідропередачі. Для визначення приведеного моменту інерції обертових мас, необхідно виконати перетворення моменту інерції за формулою:

$$J_{\text{пр}} = J_i \cdot i_{\text{мех}}, \qquad (15.35)$$

де J_i – момент інерції обертових мас деталей;

$i_{\text{мех}}$ – передаточне число редуктора.

Результати розрахунку приведеного моменту інерції для гідропередач УГП750-1200ПР приведені в табл. 15.3.

Підставивши в рівняння (15.34) значення $J_{\text{пр}}$, отримаємо вираз для визначення гальмівного моменту:

– для гідравлічної передачі УГП 1200/212ПР

$$M_{\text{г}} = 11{,}832\frac{dn_{21}}{dt}; \qquad (15.36)$$

– для гідравлічної передачі УГП 750/202ПР

$$M_{\text{г}} = 8{,}911\frac{dn_{21}}{dt}. \qquad (15.37)$$

Знаючи гальмівний момент, визначаємо механічні втрати $P''_{\text{мех}}$ з формули:

$$P''_{\text{мех}} = M_{\text{г}} \cdot \omega = 2\pi \cdot n_{21} \cdot M_{\text{г}}. \qquad (15.38)$$

Таблиця 15.3

Моменти інерцій обертових мас деталей гідропередачі УГП 750-1200ПР

Позначення деталей	УГП 1200/212ПР			УГП 750/202ПР		
	Момент інерції деталей J_i, кг · м^2	Передаточне число редуктора $i_{\text{мех}}$	Приведений момент інерції деталей $J_{\text{пр}}$, кг · м^2	Момент інерції деталей J_i, кг · м^2	Передаточне число редуктора $i_{\text{мех}}$	Приведений момент інерції деталей $J_{\text{пр}}$, кг · м^2
T_1	0,265	1,00	0,2650	0,265	1,00	0,2650
T_2	0,265	0,77	0,2041	0,265	0,77	0,2041
T_3	0,604	0,77	0,4651	–	–	–
z_3	0,099	1,00	0,0990	0,099	1,00	0,0990
z_4	0,570	0,60	0,3420	0,570	0,60	0,3420
z_5	0,365	0,77	0,2811	0,365	0,77	0,2811
z_6	0,161	0,60	0,0966	0,161	0,60	0,0966
z_7	0,161	0,60	0,0966	0,161	0,60	0,0966
B_1	0,004	1,00	0,0040	0,004	1,00	0,0040
B_2	0,023	0,77	0,0181	0,023	0,77	0,0181
B_3	0,006	0,70	0,0044	0,006	0,70	0,0044
B_4	0,013	0,60	0,0080	0,013	0,60	0,0080
			1,884			1,419

Для визначення механічних втрат $P'''_{\text{мех}}$ також використовується методика вільного вибігу. При випробуваннях необхідно від'єднати карданний вал від роздавального валу. Ввімкнути муфту реверс-режимного механізму в поїзний вперед. Рівняння руху валів гідравлічної передачі після розкручування валів до певної кутової швидкості та наступним зупиненням приводного двигуна матиме вигляд:

$$J_{21}\frac{d\omega_{21}}{dt} + J_{22}\frac{d\omega_{22}}{dt} + J_{31}\frac{d\omega_{31}}{dt} + J_{41}\frac{d\omega_{41}}{dt} +$$

$$+J_{32}\frac{d\omega_{32}}{dt}+J_{42}\frac{d\omega_{42}}{dt}+J_5\frac{d\omega_5}{dt}=M_{\text{г}}'', \quad (15.39)$$

де $J_{32}\frac{d\omega_{32}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас вторинного валу після муфти;

$J_{42}\frac{d\omega_{42}}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас вала реверсу після муфти;

$J_5\frac{d\omega_5}{dt}$ – момент від сил інерції рухомих мас роздавального валу;

$M_{\text{г}}''$ – загальний гальмівний момент з ввімкненої муфтою реверс-режимного механізму в положення "поїзний вперед".

Загальний гальмівний момент $M_{\text{г}}''$ більше від $M_{\text{г}}$ на величину загальних гальмівних втрат від шестірень реверс-режимного механізму, роздавального валу та валу реверса:

$$M_{\text{г}}'''=J_{32}\frac{d\omega_{32}}{dt}+J_{42}\frac{d\omega_{42}}{dt}+J_5\frac{d\omega_5}{dt}=M_{\text{г}}''-M_{\text{г}}. \quad (15.40)$$

Тоді механічні втрати $P_{\text{мех}}'''$ визначаються за формулою:

$$P_{\text{мех}}'''=M_{\text{г}}'''\cdot\omega=2\pi\cdot n_{21}\cdot M_{\text{г}}'''. \quad (15.41)$$

Галузева науково-дослідна лабораторія «Технічне утримання та діагностика локомотивів» провела на Дніпропетровському заводі по ремонту тепловозів «Промтепловоз» ряд випробувань з метою визначення механічних втрат в гідропередачі.

На початку випробування визначено потужність приводного двигуна без навантаження $P_{\text{д}}^{\text{бн}}$ на різних частотах обертання якоря. Ця потужність характеризує втрати самого електродвигуна.

При проведення експерименту карданний вал від'єднано від фланця двигуна з метою зменшення обертових мас. Змінюючи значення напруги, що підводиться до приводного двигуна виміряні та записані

значення стуму, напруги та частоти обертання якоря. Отримані залежності $P_{д}^{бн} = f\left(n_{д}\right)$ приведені на рис. 15.10.

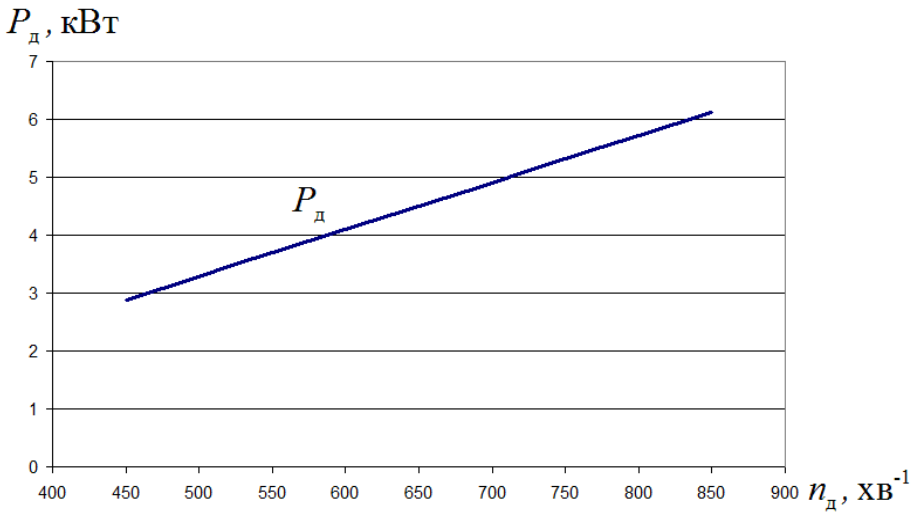


Рис. 15.10. Потужність, яку споживає приводний електродвигун в режимі холостого ходу

При наступному експерименті під'єднали гідравлічну передачу УГП 750/202ПР тепловоза ТГМ4 до приводного двигуна. Подавши живлення на приводний електродвигун збільшували частоту обертання. Визначено значення напруги, струму та частоти обертання при порожніх гідроапаратах. Визначено зміну потужності приводного двигуна при підключенні гідравлічної передачі з порожніми гідроапаратами, рис. 15.11.

При об'єднанні результатів двох експериментів отримано графік зміни потужності механічних втрат, рис. 15.12.

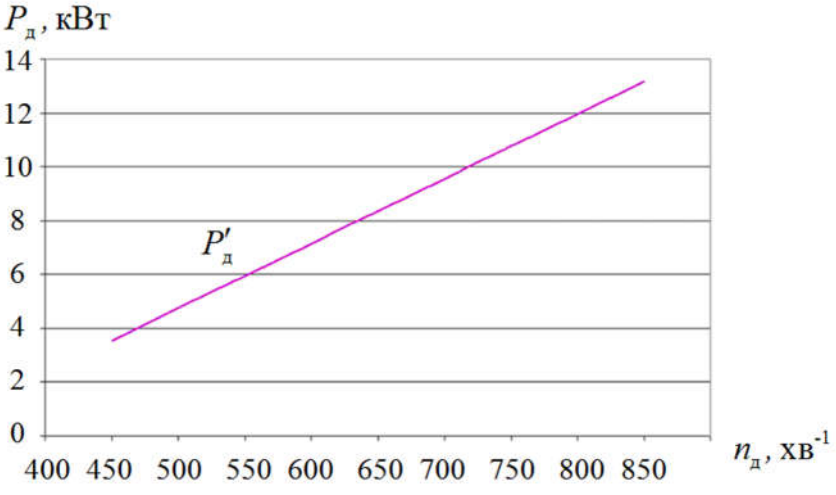


Рис. 15.11. Зміна потужності приводного двигуна при підключенні гідравлічної передачі з порожніми гідроапаратами

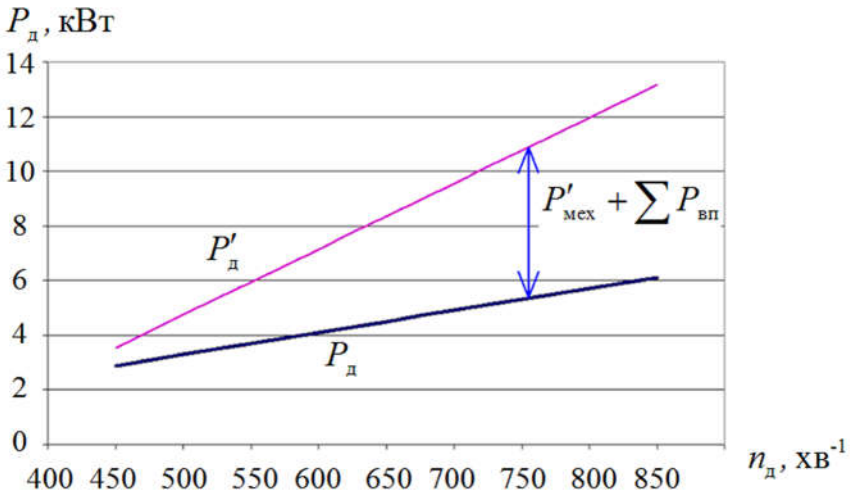


Рис. 15.12. Визначення механічних втрат $P'_{мех}$ і витрати потужності на власні потреби $\sum P_{вп}$

З рис. 15.12 видно, що при збільшенні частоти обертання приводного електродвигуна механічні втрати $P'_{мех}$ і витрати потужності на власні потреби $\sum P_{вп}$ збільшуються. Це обумовлено роботою насосів.

Наступні експерименти були присвячені визначенню $P''_{мех}$. Результати експерименту приведені на рис. 15.13–15.15.

При проведенні експерименту додатково визначено вплив температури та в'язкості масла на тривалість вибігу. Результати випробовування гідропередачі УГП 750/202ПР2 при температурі масла 33 °С, 56 °С, 64 °С наведено на рис. 15.16.

Результати експериментів представлені в табл. 15.4.

З рис. 15.17 видно, що при зміні температури масла суттєво змінюється час вибігу валів гідравлічної передачі. Для того щоб отримати більшу статистику було проведені випробування для іншої гідропередачі УГП 750/212 ПР №12557. Температурні режими намагалися відтворити такі ж самі, як і для попередньої передачі, але це було складно внаслідок інерційності системи та температури навколишнього середовища. На рис. 15.17 показано, як змінюється рух валів гідравлічної передачі УГП 750/212 ПР використовуючи метод вільного вибігу після зливу масла з гідроапарата.

Порівнюючи результати випробувань обох двох передач видно, що при вільному вибігу валів гідравлічних передач з частоти обертання 800 хв$^{-1}$ до повної зупинки для передачі УГП 750/202ПР2 №11389 необхідно 75 с при температурі масла 64 °С, а для передачі УГП 750/212 ПР №12557 – 77 с при температурі масла 68 °С. Різниця в 2 с може бути обумовлена дією, як впливом температури, так і механічними втратами [29].

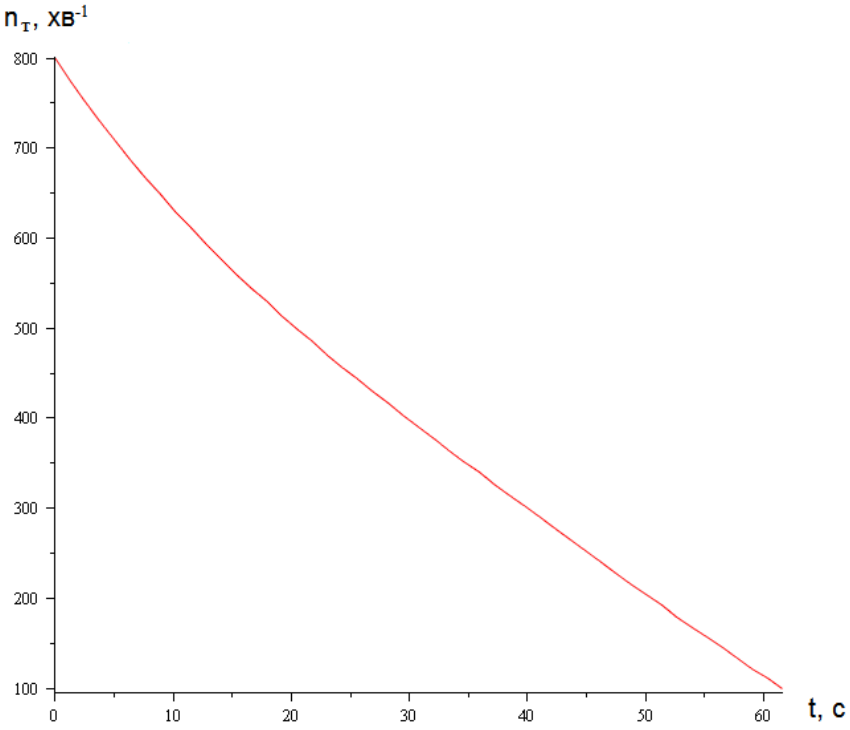


Рис. 15.13. Крива вибігу валів гідравлічної передачі УГП 750/202ПР (муфти режиму та реверсу в нейтралі)

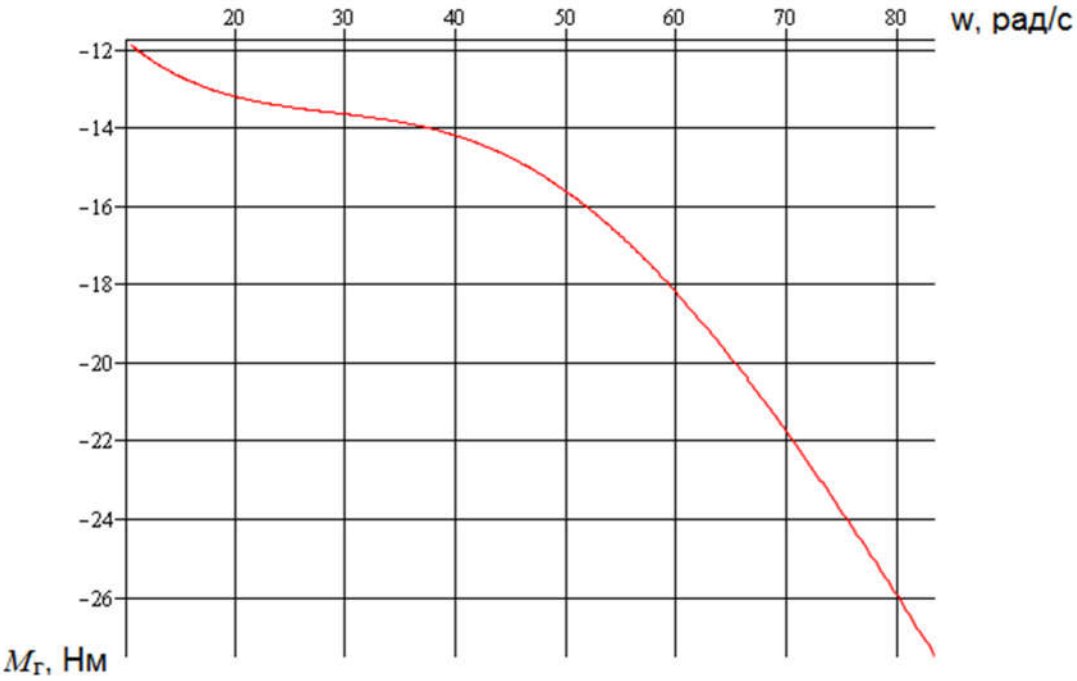


Рис. 15.14. Залежність гальмівного моменту від кутової швидкості

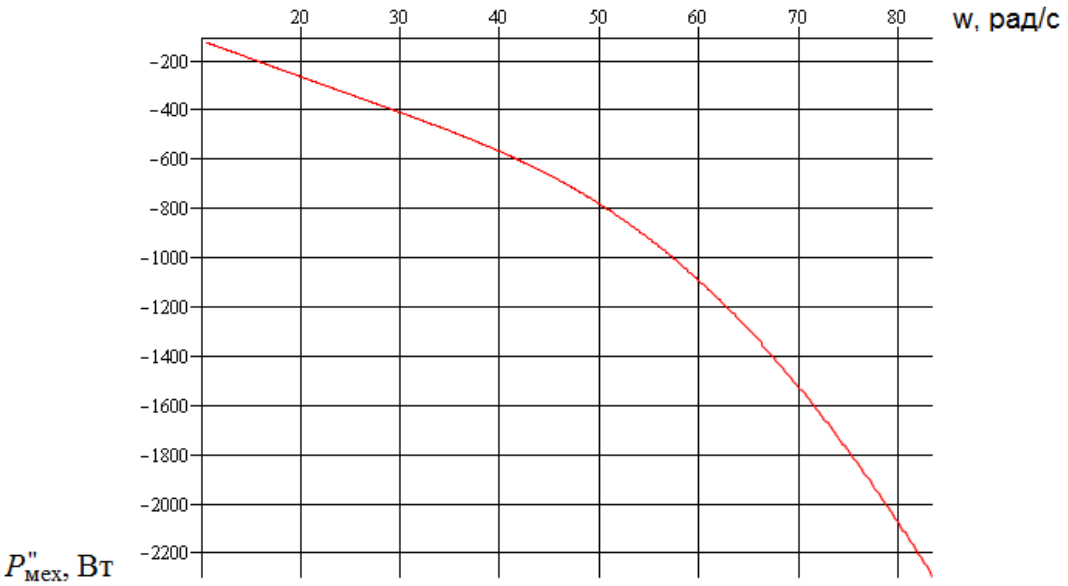


Рис. 15.15. Залежність механічних втрат $P''_{мех}$ від кутової швидкості

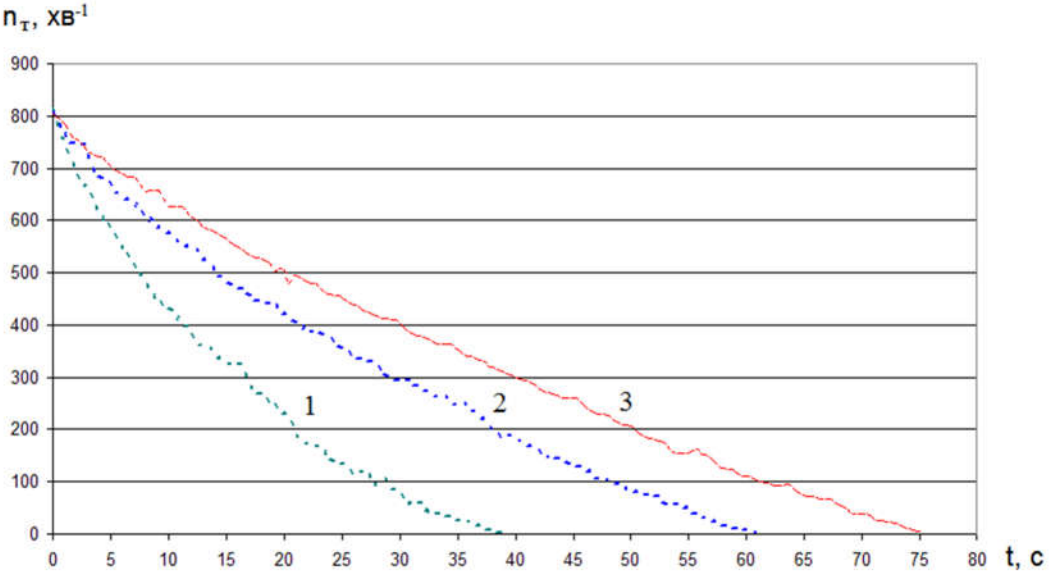


Рис. 15.16. Криві вибігу валів гідравлічної передачі УГП 750/202ПР2 при різній температурі масла:
1 – 33 °С; *2* – 56 °С; *3* – 64 °С

Таблиця 15.4

Результати випробовування гідравлічної передачі УГП 750/202ПР2 при різній температурі масла

№ експери-менту	Температура масла $t_м$, °С	Час вибігу від 800 до 100 хв$^{-1}$, с	Гальмівний момент $M_г$ при 800 хв$^{-1}$, Н·м	Механічних втрат $P''_{мех}$ при 800 хв$^{-1}$, Вт
1	33	28,1	-71,75	-5977
2	56	48,5	-39,25	-3280
3	64	61,8	-27,48	-2294

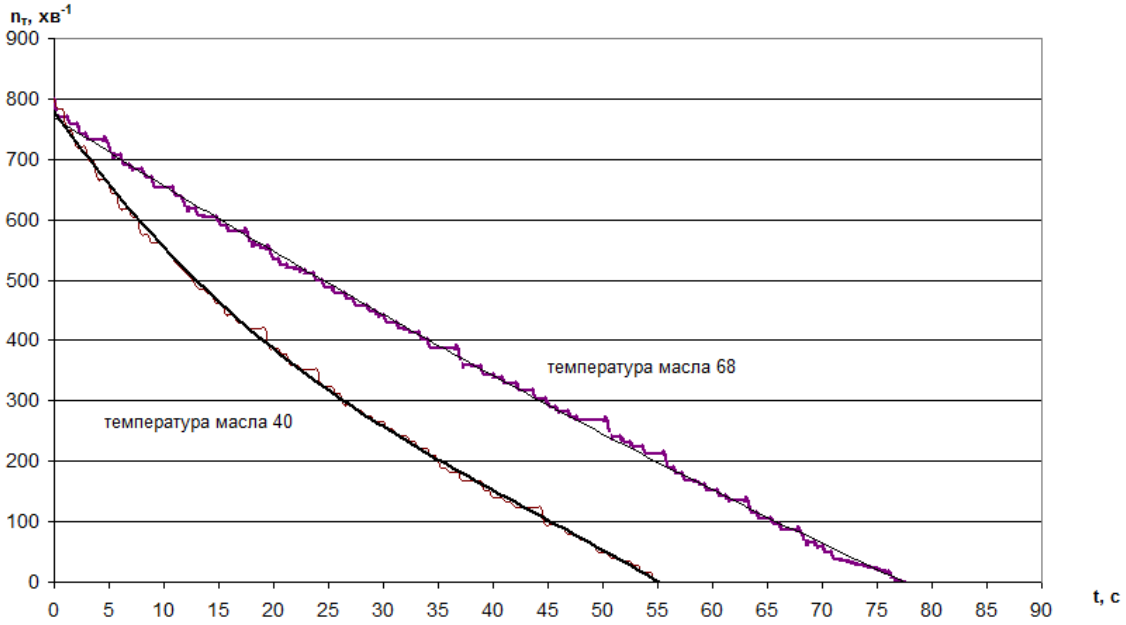


Рис. 15.17. Дослідження руху валів гідравлічної передачі УГП 750/212 ПР №12557 методом вільного вибігу після зливу масла з гідроапарата (муфти режиму та реверсу в нейтралі)

Для визначення механічних втрат $P'''_{мех}$ проводився наступний експеримент. Використовуючи метод вільного вибігу валів гідравлічної передачі було отримано залежність рис. 15.18 на різних режимах при цьому навантажувальний генератор механічно не зв’язаний з фланцем роздавального вала.

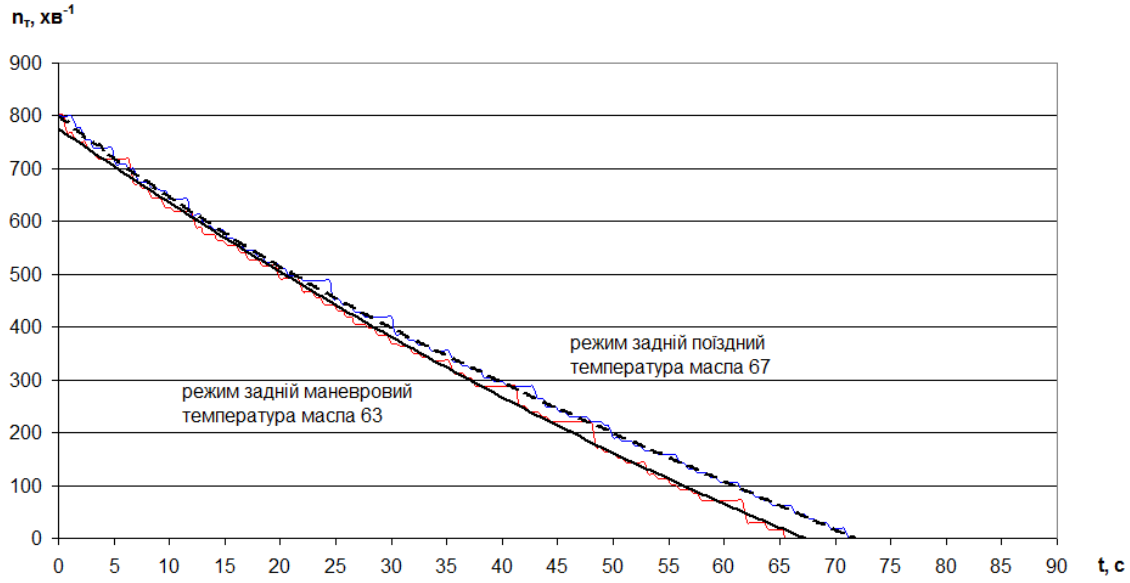


Рис. 15.18. Дослідження руху валів гідравлічної передачі УГП 750/212 ПР №12557 методом вільного вибігу після зливу масла з гідроапарата

Під час проведення випробувань багато часу витрачається на монтаж та демонтаж карданної системи приводу навантажувального генератора. Тому проводився експеримент для визначення впливу обертання якоря та карданного вала на час вибігу валів гідравлічної передачі (рис. 15.19).

Аналізуючи результати досліджень з рис. 15.19. видно, що при майже однаковій температурі час вибігу на маневровому режимі значно менше ніж на поїзному. Це пов’язано з різною частотою обертання якоря генератора та карданного вала на цих режимах, а саме, на поїзному режимі кінетична енергія системи більше.

15.6. Перевірка роботи гідропередачі на тепловозі

Гідравлічну передачу встановлюють на тепловозі та центрують з дизелем [6]. Допускається зміщення осей не більше 0,15 мм і перекіс не більше 0,3 мм на довжині 1000 мм. Для серій тепловозів з подовженою з’єднувальною муфтою допускається зміщення осей не більше 0,5 мм і перекіс осей не більше 0,3 мм на діаметрі 225 мм.

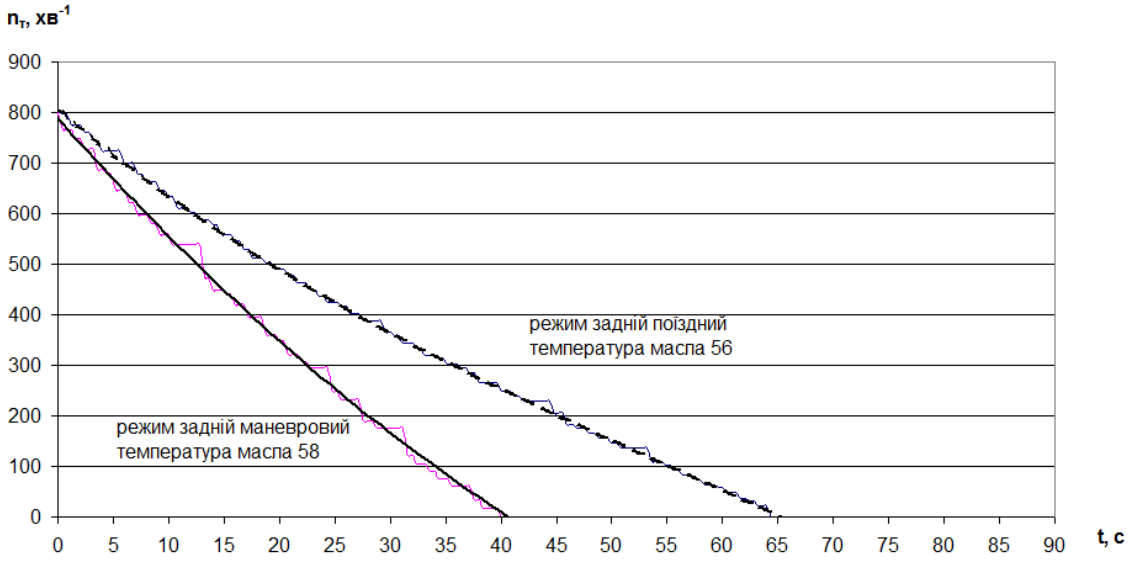


Рис. 15.19. Дослідження руху валів гідравлічної передачі УГП 750/212 ПР №12557 методом вільного вибігу після зливу масла з гідроапарата на різних режимах (навантажувальний генератор під'єднаний до роздавального вала)

Карданні вали, що з'єднують роздавальний вал гідропередачі, в нормальних умовах на прямій горизонтальній ділянці колії повинні розташовуватися в одній вертикальній площині та мати рівні кути нахилу до ведучого та веденого валів.

Під час установки на тепловоз корпус гідропередачі не повинен сприймати навантажень від деформації рами, на яку він спирається.

Заливка гідропередачі робочою рідиною (маслом) проводиться через сітчастий фільтр заливної горловини. Температура масла в картері повинна бути не нижче 5 °С. За необхідністю масло підігрівають маслопідігрівачем.

Під час роботи дизеля перевіряють:

– по уніфікованій гідропередачі:

1) тиск живильного насоса, який повинен бути не менше 1 Ат при частоті обертання колінчастого вала дизеля 800 хв$^{-1}$ і не менше 4 Ат при 1400 хв$^{-1}$;

2) тиск в системі змащення гідропередачі, який повинен бути не менше 0,7 Ат при частоті обертання колінчастого вала дизеля 800 хв$^{-1}$ і 1,5…2 Ат при 1400 хв$^{-1}$. При перевірці тиску масла температура його повинна бути у межах 60…98 °С;

3) чіткість реверсування на поїзному та маневровому режимах;

4) плавність зрушення «Вперед» і «Назад» на поїзному і маневровому режимах при ручному включенні гідроапаратів на першому та другому гідротрансформаторах і при автоматичному управлінні гідропередачею;

– по гідромеханічній передачі:

1) тиск масла насоса живлення гідротрансформатора, значення якого повинно бути 1,5…2,5 Ат при мінімальній частоті обертання колінчастого вала дизеля та 1,5…3 Ат при 800…1400 $хв^{-1}$. Регулювання тиску в системі змащення гідротрансформатора та гідропередачі проводиться за рахунок зміни товщини регулювальних прокладок, що встановлюються під пружину перепускного клапана;

2) тиск живлення фрикційних муфт, значення якого повинно бути в межах 11,5…12,5 Ат. Регулювання тиску проводиться за рахунок зміни товщини регулювальних шайб, що підкладають під пружини клапана тиску;

3) тиск масла на першій та другій муфтах, значення якого повинно бути в межах 11,5…12,5 Ат. Тиск нижче зазначеної величини при нормальному тиску масла в системі насоса живлення муфт вказує на неякісне складання гумових ущільнень або на те, що плунжер в повному обсязі перекриває скидальний отвір в натискному диску.

Плавне зрушення тепловоза з місця регулюється шляхом укручування або викручування регулювальних болтів розподільної коробки. При цьому необхідно забезпечити час повного наростання тиску на першій фрикційній муфті протягом 4…5 с і час повного наростання тиску на другий муфті протягом 3…4 с.

Запитання до самоконтролю

1. *Види випробувань гідроапаратів і гідропередач.*
2. *Будова стандартного стенду для обкатки та випробування гідропередач.*
3. *Перевірки та порядок випробування гідропередачі без навантаження.*
4. *Перевірки та порядок випробування гідропередачі під навантаженням.*
5. *Особливості стендів для випробування гідропередач.*
6. *Аналіз шляхів модернізації випробувальних стендів.*
7. *Визначення механічних втрат і втрат потужності на власні потреби гідропередачі.*
8. *Порядок перевірки роботи гідропередачі на тепловозі.*

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов, Г. В. Гидравлические передачи тепловозов. Принцип действия, устройство и обслуживание [Текст] / Г. В. Попов, А. С. Еремеев. – Москва: Всесоюзное издательско-полиграфическое объединение Министерства путей сообщения, 1960. – 76 с.
2. Тепловозы. Конструкция, теория и расчёт [Текст] / Під ред. Н. И. Панова. – Москва: Машиностроение, 1976. – 544 с.
3. Семичастнов, И. Ф. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] / И. Ф. Семичастнов. – Москва: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1956. – 191 с.
4. Шаройко, П. М. Гидравлические передачи тепловозов [Текст] : учеб. пособ. для высш. учеб. завед. / П. М. Шаройко, В. Т. Середа. – Москва: Трансжелдориздат, 1963. – 174 с.
5. Овчинников, В. М. Гидравлические передачи тепловозов [Текст]: учеб. пособ. / В. М. Овчинников, В. А. Халиманчик, В. В. Невзоров. – Гомель: УО “БелГУТ”, 2006. – 155 с.
6. Ремонт гидравлических передач тепловозов [Текст] / Под ред. Г. Ф. Яковлева. – Москва : Транспорт, 1975. – 264 с.
7. Алексапольский, Д. Я. Гидродинамические передачи [Текст] / Д. Я. Алексапольский. – Москва: Машгиз, – 1963. – 271 с.
8. Гавриленко, Б. А. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация [Текст] / Б. А. Гавриленко, И. Ф. Семичастнов. – Москва: Машиностроение, 1980. – 224 с.
9. Боднар, Б. Є., Нєчаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування [Текст] : підручник для ВНЗ залізнич. трансп. / Б. Є. Боднар, Є. Г. Нєчаєв, Д. В. Бобирь. – Дніпропетровськ: ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 360 с.
10. Тартаковський, Е. Д. Гідравлічні передачі локомотивів [Текст]: навч. посіб. / Е. Д. Тартаковський, О. В. Устенко, С. В. Михалків. – Харків: УкрДАЗТ, 2011. – Ч. І. – 104 с.
11. Petzold, W. Voith Turbo-Transmissions 1930 – 1985. Volume 2 Railcar Transmissions / Petzold W – Heidenheim, 2004. – 21 p.
12. Voith Drive Technology. 100 Years of the Fottinger Principle. – Berlin.: Springer-Verlag, 2005. – ISBN 3-540-31154-8. – 318 p.
13. Логунов, В. Н. Устройство тепловоза ТГМ6А В. Н. Логунов, В. Г. Смагин, Ю. И. Доронин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Транспорт, 1989. – 320 с.

14. Бибиков, Ю. С. Тепловоз ТГМ1 [Текст] / Ю. С. Бибиков, В. И. Лемтюгов, А. М. Русак, И. Д. Саввии, Н. М. Тагунов, Н. Л. Торобочкин, В. И. Филатов. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва: Транспорт, 1974, – 216 с.
15. Михайленко, А. А. Дизель-поезда типа ДР [Текст] / А. А. Михайленко. – Москва: Транспорт, 1990. – 336 с.
16. Пономаренко, Ю. Ф. Испытание гидропередач [Текст] / Ю. Ф. Пономаренко. – Москва: Машиностроение, 1968. – 292 с.
17. Компьютеризированный стенд для испытаний и обкатки гидромеханических передач (ГМП) автомобилей БелАЗ [Електронний ресурс] // ООО "НТЦ «Техническая диагностика и прецизионные измерения»". – 2014. – Режим доступу: http://www.diag-meas.ru/stendgmp.html. – Загол. з екрана. – Перевірено : 06.07.2020.
18. Стенд для проведения испытаний унифицированной гидропередачи УГП 230 [Електронний ресурс] // Завод специализированного оборудования «Стандарт». – 2014. – Режим доступу: http://inovcom.ru/catalog/stendy/stend-dlya-ispytaniya-unifitsirovannoy-gidroperedachi-ugp-230. – Загол. с екрану. – Перевірено : 06.07.2020.
19. Стенд для испытаний и обкатки гидропередачи [Електронний ресурс] // ООО "НТЦ «Техническая диагностика и прецизионные измерения»". – 2014. – Режим доступу: http://www.diag-meas.ru/stendgt.html. – Загол. с екрану. – Перевірено : 06.07.2020.
20. Пат. 0043442 США, МПК G06F19/00, G01M17/03, G06G5/00. Automated diagnostics for crawler transmission hydraulic circuits / Zopf W. D. (США) – № 890604; заявл. 07.08.2007; опубл. 12.02.2009, Бюл. № 11. – 8 с.
21. Ляшук, В. М. Информационно-диагностическая система испытаний тепловозов с гидродинамической передачей на базе микро-ЭВМ [Текст] / В. М. Ляшук // Межвуз. сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1987. – №7. – С. 44–52.
22. Боднарь, Б. Е. Теоретические основы, опыт создания системы испытания и диагностики тепловозов с гидравлической передачей : дис. … д-ра техн. наук 05.22.07 / Боднарь Б. Е. ; Днепропетровский нац. ун-т железнодорожного транспорта им. акад. В. Лазаряна. – Днепропетровск, 1996. – 320 с.
23. Боднарь, Б. Е. Совершенствование методов испытаний и диагностики тепловозов с гидродинамической передачей : дис. … канд. техн. наук 05.22.07 / Боднарь Б. Е. ; Днепропетровский институт инженеров транспорта. – Днепропетровск, 1987. – 213 с.
24. Ляшук, В. М. Совершенствование средств и методов автоматического контроля и диагностики тепловозов с гидравлической передачей : дис. ... канд. техн. наук 05.22.07 / Ляшук В. М; Днепропетровский институт инженеров транспорта. – Днепропетровск, 1988. – 212 с.
25. Исследование движения валов гидропередачи при свободном вращении [Текст] / Б. Е. Бондарь, М. И. Капица, Т. Ф. Кузнецов, В. М. Ляшук // Пути повышения надежности и экономичности тепловозов : Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск, 1987. – Вып. 256/10. – С. 56-61

26. Капица, М. И. Определение рациональных сроков диагностирования силовой установки тепловозов с гидропередачей : дис. ... канд. техн. наук 05.22.07 / Капица М. И.; Днепропетровский институт инженеров транспорта. – Днепропетровск, 1992. – 182 с.
27. Капица, М.И. Определение величины тепловых потерь при испытании тепловозной гидродинамической передачи в режиме "выбега" [Текст] / М. И. Капица, В. П. Минчук, Р. А. Коренюк // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. Володимира Даля. – Луганськ, 2013. – Вип. 18. – С. 13–16.
28. Боднар, Б. Є. Удосконалення стенду випробування гідравлічних передач тепловозів [Текст] / Б .Є. Боднар, В. П. Мінчук, О. Б. Очкасов, Р. О. Коренюк // Тези 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Секція «Експлуатація та ремонт локомотивів». – Дніпропетровськ: Видавництво Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2015. – С. 23–24.
29. Using the Self-Braking Method when the Post-Overhaul Diagnostics of Diesel-Hydraulic Locomotives / B. Bodnar, O. Ochkasov, D. Bobyr, R. Korenyuk, Ž. Bazaras // Transport Means 2018 : Proc. of the 22nd Intern. Sci. Conf. (Oct. 03–05, 2018, Trakai, Lithuania) / Kaunas Univ. of Technology, Klaipėda Univ., JSC Lithuanian Railways (AB “Lietuvos Geležinkeliai”) [et al.]. – Kaunas, 2018. – Pt. II. – P. 914–919.
30. Гідравлічні передачі локомотивів [Текст] : методичні вказівки до курсової роботи / уклад.: Б. Є. Боднар, Д. В. Бобирь, М. І. Капіца, А. П. Шепотенко; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2015. – 37 с.

ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК

Абсолютна швидкість, 30
авталог, 58
автоматична система перемикання, 15
аксіальний напрям, 46
активний діаметр ГТР, 70
Багатоступінчастий ГТР, 54
багатоциркуляційна передача, 14
Вал відбору потужності, 359
вал реверсу, 324, 357
витрата, 29
відбійний вал, 277
відкачувальий насос, 336
відносна швидкість, 30
відцентровий регулятор-перемикач, 380
вторинний вал, 322, 355
Гальмівний режим ГМ, 37
гідравлічна муфта, 13
гідравлічна передача, 10, 22
гідравлічний радіус, 129
гідравлічний трансформатор, 13
гідрогенератор, 14
гідродинамічні, 13
гідромеханічна передача фірми mechgydro, 211
гідромеханічні, 13
гідромотор, 258
гідромуфта, 30
гідронасос, 258
гідропередача типу “Медіа”, 206
гідрореверсивна передача, 175
гідростатична передача, 16
гідротрансформатор, 43
гідротрансформатор Lysholm-Smith, 54
гідротрансформатор передачі Mechhydro, 55
головний вал, 316, 352
Датчик швидкості, 342, 365
девіація кардана, 276
діаграма Кухарського, 65
Економічний показник ГМ, 33
електрична передача, 21
електрогідравлічний вентиль, 338
електропневматичний вентиль, 330
елементарна струменева теорія, 62
енергетичні показники ГМ, 33
Живильний насос, 334
жорсткість характеристики ГМ, 39
Закрутка потоку, 70
зворотний цикл, 38
зовнішня характеристика ГТР, 133
зовнішня характеристика ГМ, 33
золоте правило механіки, 20
золотникова коробка, 337, 382, 384, 401
Ідеальний холостий хід ГМ, 33
Карданний вал, 271
кінематичний коефіцієнт в’язкості, 128
кінематичні показники ГМ, 33
клапан блокувальний, 332, 363
клапан вихрового насоса, 334, 402
клапан підпірний, 366
клапан спорожнення, 354
клапан швидкого включення, 398
класи ГТР, 48
ковзання, 32
коефіцієнт корисної дії ГМ, 32
коефіцієнт, що враховує вплив кінцевої кількості лопаток, 65
комплексна характеристика ГТР, 137
комплексний ГТР, 56
конформне відображення, 143
кут нахилу лопатки, 30
Лінійна швидкість, 30
Масляний насос, 303
меридіональна швидкість, 30
механізм перемикання реверса, 331
муфта вільного ходу, 58

Напір, 29
насос відкачувальний, 369
насос системи змащення, 336
насосне колесо ГТР, 45
непрозора характеристика ГТР, 53
номінальний момент, 33
нормальний момент, 33
Обводова швидкість, 30
обгінний режим ГМ, 38
оборотність, 38
одноступінчастий ГТР, 54
одноциркуляційна передача, 14
осьовий редуктор, 284
Параметри ГТР, 51
перевантажувальна спроможність ГМ, 35
передаточне відношення ГТР, 52
передаточне відношення ГМ, 32
переносна швидкість, 30
підвищувальний редуктор, 174
планетарний редуктор, 190
повна зовнішня характеристика ГМ, 41
потужнісні показники ГМ, 33
приведена характеристика ГМ, 35
привод реверсу і режимів, 360
приводний вал, 351
прозора характеристика ГТР, 53
прозорість, 53
пружна муфта, 302
Радіальна швидкість, 30
реактивний момент спрямовувального апарата, 53
реактор, 46
режим протиобертання, 40
режими роботи ГМ, 37
режимний пристрій, 278
режимно-реверсна коробка, 279
ретардер, 39
рівняння балансу, 38
рівняння балансу енергії, 94
рівняння моменту кількості руху, 63
рівняння турбомашин ейлера, 65
роздавальний вал, 357
розтратний режим, 40
Силові показники ГМ, 33
спрямовувальний апарат, 46
стоповий режим, 33
Теорема про зміну моменту кількості руху, 63
теплообмінник, 252
турбінне колесо ГТР, 45
тягова характеристика ГМ, 36
тяговий вал, 277
Універсальна характеристика ГТР, 132
універсальна характеристика ГМ, 35, 140
управління ГМ, 42
Фільтр відкачувального насоса, 329
фільтр системи управління, 341
формула Блазіуса, 128
Швидкість закручування, 30

ДОДАТОК А

Розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза з гідропередачею

А.1. Вихідні дані до розрахунок техніко-економічних характеристик тепловоза з гідропередачею

Для виконання розрахунку задаються такі вихідні дані:

– принципова схема гідропередачі у вигляді комбінації скорочених назв гідроапаратів, що її складають (ГТ+ГТ+ГМ, ГТ+ГМ+ГМ);

– зчіпна маса тепловоза – $m_{\text{л}}$, т;

– конструкційна швидкість – $V_{\text{к}}$, км/год;

– розрахункова швидкість – $V_{\text{р}}$, км/год;

– частка відбору потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза – $K_{\text{р}}$;

– допустима окружна швидкість обертання насосних коліс гідротрансформатора – u, м/с;

– коефіцієнт корисної дії гідропередачі – $\eta_{\text{гп}}$;

– типи дизеля та гідроапаратів, що використані в силовій установці тепловоза [30].

А.2. Вибір тепловоза-зразка

Потужність на ободі рушійних коліс тепловоза, тобто розрахункову дотичну потужність $P_{\text{др}}$ можна визначити за умови, що на розрахунковому підйомі з крутизною $i_{\text{р}}$ при розрахунковій швидкості руху $V_{\text{р}}$ дотична сила тяги тепловоза $F_{\text{др}}$ повинна бути по можливості

максимальною і відповідати силі зчеплення $F_{зч}$ його рушійних коліс з рейками. Як відомо, ця умова виражається рівнянням:

$$F_{др} = F_{зч} = 9810 \cdot m_{л} \cdot \psi_{др}, \qquad (А.1)$$

де $F_{др}$, $F_{зч}$ – відповідно розрахункова дотична сила тяги і сила зчеплення коліс з рейками, Н;

$m_{л}$ – зчіпна маса локомотива, т;

$\psi_{др}$ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками.

Значення коефіцієнта зчеплення коліс з рейками визначається при розрахунковій швидкості руху тепловоза за формулою:

$$\psi_{др} = 0{,}118 + \frac{5}{27{,}5 + V_{р}}, \qquad (А.2)$$

де $V_{р}$ – розрахункова швидкість, км/год, приймається для маневрового режима.

Розрахункова дотична потужність тепловоза визначається з виразу

$$P_{др} = \frac{F_{др} \cdot V_{р}}{3600}. \qquad (А.3)$$

Потужність, що передається від дизеля до гідропередачі $P_{р}$, визначається за формулою:

$$P_{р} = \frac{P_{др}}{\eta_{гп}}, \qquad (А.4)$$

де $\eta_{гп}$ – к.к.д. гідропередачі.

На тепловозах частина потужності дизеля витрачається на привод допоміжних агрегатів. Якщо врахувати величину відбору потужності, то потрібна ефективна потужність дизеля $P'_{е}$ буде

$$P'_{\text{е}} = \frac{P_{\text{р}}}{1 - K_{\text{р}}}, \qquad \text{(А.5)}$$

де $K_{\text{р}}$ – частка відбору потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза.

Виходячи з отриманої ефективної потужності дизеля $P'_{\text{е}}$, його типу і схеми гідропередачі, необхідно вибрати тепловоз-зразок.

А.3. Визначення активного діаметра гідротрансформатора

В існуючих гідравлічних тягових потужності оптимальні частота обертання колінчастого вала дизеля та частота обертання насосних коліс гідроапаратів не узгоджуються, тому між дизелем та валом насосних коліс гідроапаратів встановлюється корегувальна зубчаста пара, рис. А.1.

Якщо позначити момент дизеля, приведений до вала насосних коліс гідроапаратів, через $M'_{\text{д}}$, то за наявністю корегувальної зубчастої пари можна отримати рівняння

$$M'_{\text{д}} \cdot n_{\text{н}} = M_{\text{д}} \cdot n_{\text{дном}} \cdot \eta_{\text{зп}}, \qquad \text{(А.6)}$$

де $n_{\text{н}}$ – частота обертання насосних коліс гідроапаратів, хв$^{-1}$;

$M_{\text{д}}$ – обертальний момент на колінчастому валу дизеля, Н·м;

$n_{\text{дном}}$ – номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля, хв$^{-1}$;

$\eta_{\text{зп}}$ – коефіцієнт корисної дії корегувальної зубчастої пари ($\eta_{\text{зп}} = 0{,}98 \ldots 0{,}99$).

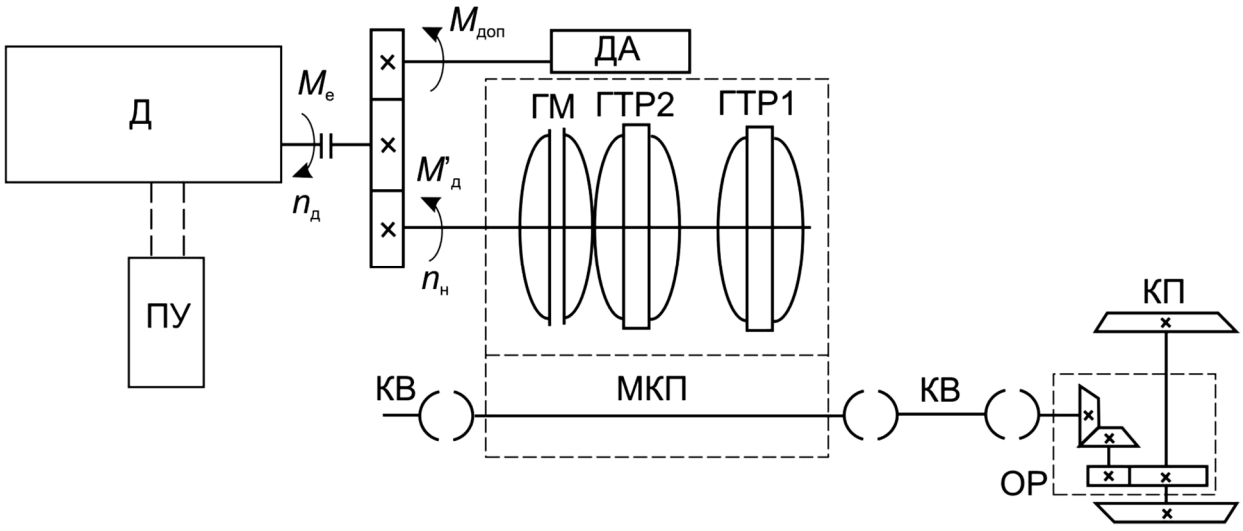


Рис. А.1. Принципова схема тепловоза з гідропередачею:
Д – дизель; ПУ – пульт управління; ЗП – корегувальна зубчаста пара; ГТР1, ГТР2 – гідротрансформатори; ГМ – гідромуфта; МКП – механічна частина гідропередачі; ДА – допоміжні агрегати тепловоза; КВ – карданні вали; ОР – осьовий редуктор; КП – колісна пара

При узгодженій роботі дизеля та гідроапаратів потужність дизеля дорівнює потужності опору обертання насосного колеса відповідного гідроапарата, і, якщо врахувати, що момент $M'_д$ дорівнює моменту, розвинутому насосними колесами – $M_н$, то після нескладних перетворень можна отримати

$$9550\frac{P_e-\sum P_{доп}}{60\cdot u}\cdot\pi\cdot D_a\cdot\eta_{зп}=9{,}81\cdot A_н\gamma\cdot\left(\frac{60\cdot u}{\pi\cdot D_a}\right)^2\cdot D_a^5, \qquad (А.7)$$

де P_e – ефективна потужність дизеля тепловоза-зразка, кВт;

$\sum P_{доп}$ – сумарний відбір потужності на привод допоміжних агрегатів тепловоза, кВт;

D_a – активний діаметр гідротрансформатора, м;

$A_н\gamma$ – коефіцієнт моменту насосних коліс, орієнтовно можна прийняти для всіх гідротрансформаторів $A_н\gamma=10\cdot10^{-4}$ с^2/м;

u – максимально допустима швидкість обертання насосних коліс гідроапаратів, м/с;

$$\sum P_{доп}=P_e\cdot K_р. \qquad (А.8)$$

Виконавши необхідні перетворення, можна отримати остаточну формулу для визначення активного діаметра гідротрансформатора $D_{\text{а}}$ в метрах

$$D_{\text{а}} = 0{,}37 \cdot u^{-\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\frac{\left(P_{\text{е}} - \sum P_{\text{доп}}\right) \cdot \eta_{\text{зп}}}{A_{\text{н}} \gamma}}. \qquad \text{(А.9)}$$

Необхідно мати на увазі, що з урахуванням конструктивних особливостей гідропередачі та обмеження габариту реальна величина $D_{\text{а}}$ повинна знаходитись в межах 0,45…0,75 м.

А.4. Визначення передаточного числа корегувальної зубчастої пари

Гранично допустима частота обертання насосних коліс гідроапаратів $n_{\text{н max}}$ залежить від матеріалу, з якого виготовлені ці колеса, їх активного діаметра та визначається з виразу

$$n_{\text{н max}} = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot D_{\text{а}}}. \qquad \text{(А.10)}$$

Якщо відома номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля $n_{\text{д ном}}$, то передаточне відношення корегувальної зубчастої пари $i_{\text{зп}}$ визначається з виразу

$$i_{\text{зп}} = \frac{n_{\text{д ном}}}{n_{\text{н max}}}. \qquad \text{(А.11)}$$

Необхідно зазначити, що величина $i_{\text{зп}} < 1$ відповідає підвищувальній зубчастій парі, а при $i_{\text{зп}} > 1$ – понижувальній.

А.5. Приведення зовнішньої характеристики дизеля до вала насосних коліс гідроапаратів

Під впливом корегувальної зубчастої пари (рис. А.1) та відбору потужності на привод допоміжних агрегатів частота обертання $n_{\text{д}}$ та момент $M_{\text{д}}$ на колінчастому валі дизеля, що передаються валу насосних коліс гідроапаратів, змінюють свої величини та досягають деяких значень $n_{\text{н}}$ і $M'_{\text{д}}$, які відповідно визначаються з виразів:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{е}} \cdot \left(1 - K_{\text{р}}\right), \tag{А.12}$$

$$n_{\text{н}} = \frac{n_{\text{д}}}{i_{\text{зп}}}, \tag{А.13}$$

$$M'_{\text{д}} = M_{\text{д}} \cdot i_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{зп}}. \tag{А.14}$$

Для вибраного типу дизеля необхідно накреслити його зовнішню характеристику $M_{\text{е}}=f\left(n_{\text{д}}\right)$ та, використовуючи вирази (А.12 – А.14), привести її до вала насосних коліс гідроапаратів. Результати обчислень зручно подати у вигляді табл. А.1.

Таблиця А.1

Приведення зовнішньої характеристики дизеля до вала насосних коліс гідроапаратів

$n_{\text{д}}$, хв$^{-1}$						
$M_{\text{е}}$, Н·м						
$M_{\text{д}}$, Н·м						
$M'_{\text{д}}$, Н·м						
$n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$						

Перші два рядки табл. А.1 заповнюються даними для вибраного типу дизеля. Далі в спільній системі координат будуються залежності: $M_{\text{е}}=f\left(n_{\text{д}}\right)$ – зовнішня характеристика дизеля, $M_{\text{д}}=f\left(n_{\text{д}}\right)$ – характеристика дизеля з урахуванням відбору потужності на привод допоміжних

агрегатів, $M'_{\text{д}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$ – характеристика дизеля, приведена до вала насосних коліс гідроапаратів (рис. А.2).

А.6. Розрахунок та побудова навантажувальних характеристик гідроапаратів

Відповідно до заданої схеми гідропередачі необхідно розрахувати навантажувальні характеристики гідроапаратів, які являють собою залежності моментів насосних коліс від частоти їх обертання $M_{\text{н}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$. Розрахунок цих залежностей виконується за формулами:

– для гідротрансформаторів

$$M_{\text{н}}^{\text{гтр}} = A_{\text{н}}^{\text{гтр}} \cdot \gamma \cdot D_{\text{a}}^5 \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot g \cdot 10^{-4}, \qquad \text{(А.15)}$$

– для гідромуфт

$$M_{\text{н}}^{\text{гм}} = A_{\text{н}}^{\text{гм}} \cdot \gamma \cdot D_{\text{a}}^5 \cdot n_{\text{н}}^2 \cdot g \cdot 10^{-4}, \qquad \text{(А.16)}$$

де $g = 9{,}81$ м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Значення коефіцієнтів моменту насосних коліс $A_{\text{н}}^{\text{гтр}}\gamma$ та $A_{\text{н}}^{\text{гм}}\gamma$ приймаються для заданого типу гідроапарата. Значення активного діаметра гідротрансформатора D_{a} приймається за результатами розрахунку, а для гідромуфти приймається відповідно до типу муфти.

Розрахунок навантажувальних характеристик гідротрансформаторів та гідромуфт зручно виконати в табличній формі (табл. А.2).

Значення коефіцієнта моменту турбінного колеса $A_{\text{т}}\gamma$ визначається за відомим коефіцієнтом трансформації моменту $K_{\text{гтр}}$. За результатами розрахунку (див. табл. А.2) необхідно побудувати характеристики гідротрансформатора заданого типу, що являють собою залежності $A_{\text{н}}\gamma=f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$, $A_{\text{т}}\gamma=f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$, $K_{\text{гтр}} = f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$, $\eta_{\text{гтр}} = f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$.

Значення частоти обертання насосних коліс гідротрансформатора $n_{\text{н}}$ необхідно приймати в межах від $n_{\text{н min}}$ до $n_{\text{н max}}$. Момент насосного

колеса $M_{\text{н}}^{\text{гтр}}$ розраховується для кожного значення $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$. Отримана сукупність значень $M_{\text{н}}^{\text{гтр}}$ в кожному стовпчику являє собою навантажувальну параболу для кожного значення $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$.

Отримані таким чином десять навантажувальних парабол гідротрансформатора необхідно побудувати в системі координат $M_{\text{н}}^{\text{гтр}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$, спільній з раніше побудованим графіком $M'_{\text{д}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$ (див. рис. А.2).

Таблиця А.2

Результати розрахунку навантажувальних характеристик гідротрансформатора

$n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\left(A_{\text{н}}\gamma\right)\cdot 10^{-4}$, с^2/м											
$\left(A_{\text{т}}\gamma\right)\cdot 10^{-4}$, с^2/м											
$K_{\text{гтр}}=A_{\text{т}}\gamma/A_{\text{н}}\gamma$											
$\eta_{\text{гтр}}=K_{\text{гтр}}\cdot n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$											
$n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$	$M_{\text{н}}^{\text{гтр}}=\left(A_{\text{н}}^{\text{гтр}}\gamma\right)\cdot 10^{-4}\cdot D_{\text{а}}^5\cdot n_{\text{н}}^2\cdot g$, Н·м										
$n_{\text{н}\min}$											
$n_{\text{н}1}$											
$n_{\text{н}2}$											
…											
$n_{\text{н}\max}$											

У результаті можна отримати побудову, на якій графіки $M_{\text{н}}^{\text{гтр}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$ перетинаються з графіком $M'_{\text{д}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$.

Будуючи графіки $M_{\text{н}}^{\text{гтр}}=f\left(n_{\text{н}}\right)$, необхідно обов’язково вказувати, якому значенню $n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$ відповідає та чи інша крива.

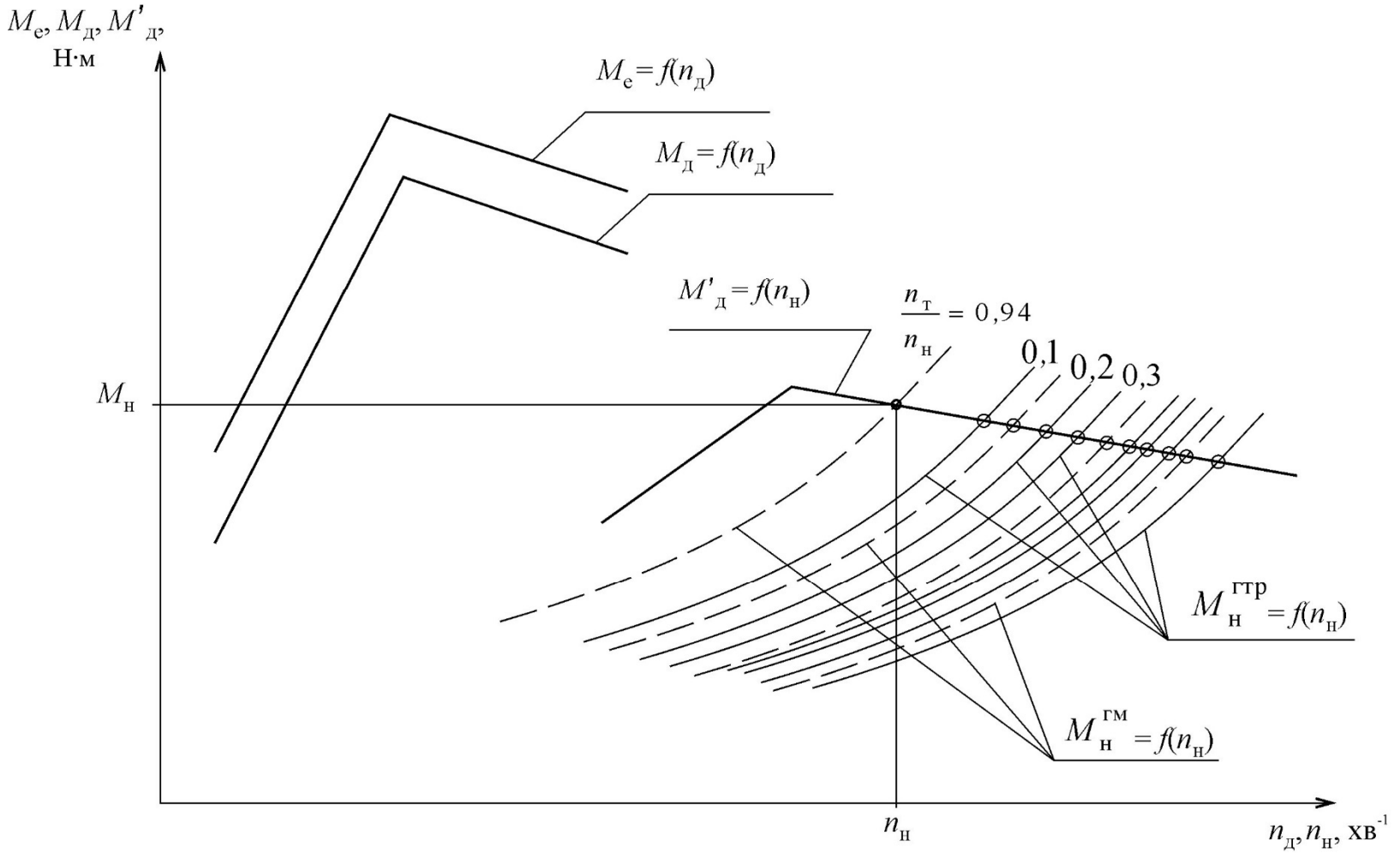


Рис. А.2. Спільна побудова залежностей $M_e = f(n_д)$, $M_д = f(n_д)$, $M'_д = f(n_н)$, $M_н^{гтр} = f(n_н)$, $M_н^{гм} = f(n_н)$ для визначення параметрів узгодженої роботи дизеля та гідроапаратів

Розрахунок навантажувальних парабол гідромуфти виконується для передаточних відношень 0,94; 0,95; 0,96; 0,97. При цьому необхідно скласти таблицю за формою табл. 15.1, але треба врахувати, що для гідромуфти $A_{\text{н}}^{\text{гм}}\gamma = A_{\text{т}}^{\text{гм}}\gamma$, $K_{\text{гтр}}=1$, $\eta_{\text{гм}} = n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$; тому третій, четвертий та п'ятий рядки таблиці можна пропустити. За результатами розрахунку необхідно будують характеристики гідромуфти, що являють собою залежності $A_{\text{н}}^{\text{гм}}\gamma = f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$, $\eta_{\text{гм}} = f\left(n_{\text{т}}/n_{\text{н}}\right)$.

Отримані навантажувальні параболи гідромуфти $M_{\text{н}}^{\text{гм}} = f\left(n_{\text{н}}\right)$ будуються в тій самій системі координат, що й для гідротрансформатора (рис. А.2).

А.7. Узгодження характеристик дизеля та гідроапаратів

Узгодженій роботі дизеля та гідроапаратів будуть відповідати точки перетину кривої $M_{\text{д}}' = f\left(n_{\text{н}}\right)$ з навантажувальними характеристиками гідротрансформатора $M_{\text{н}}^{\text{гтр}} = f\left(n_{\text{н}}\right)$ та гідромуфти $M_{\text{н}}^{\text{гм}} = f\left(n_{\text{н}}\right)$, тому що в цих точках потужність, розвинена дизелем, необхідна і достатня для подолання опору насосних коліс гідроапаратів.

Для визначення параметрів узгодженої роботи дизеля та гідротрансформатора зручно скласти таблицю за формою табл. А.3.

Таблиця А.3

Параметри узгодженої роботи дизеля та гідротрансформатора

$n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$											
$M_{\text{н}}$, Н·м											
$n_{\text{т}} = n_{\text{н}} \cdot n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$, хв$^{-1}$											
$K_{\text{гтр}} = A_{\text{т}}\gamma / A_{\text{н}}\gamma$											
$M_{\text{т}} = K_{\text{гтр}} \cdot M_{\text{н}}$, Н·м											
$\eta_{\text{гтр}} = K_{\text{гтр}} \cdot n_{\text{т}}/n_{\text{н}}$											

Порядок заповнення табл. А.3 має бути таким. Для кожного $n_т/n_н$ за графіком рис. А.2 визначаються параметри узгодженої роботи дизеля та гідроапаратів як величини $n_т$ та $M_н$, що відповідають описаним вище точкам перетину кожної кривої. При відомому значенні частоти обертання насосного колеса $n_н$ та передаточному відношенні $n_т/n_н$ визначається частота обертання турбінного колеса $n_т$. Значення коефіцієнта трансформації моменту $K_{гтр}$ та к.к.д. гідротрансформатора переносяться з табл. А.1.

Момент, що розвивається турбінним колесом $M_т$, визначається за формулою, що наведена в табл. А.3.

За даними табл. 15.3 будуються графіки $M_н^{гтр}=f\left(n_т\right)$, $M_т^{гтр}=f\left(n_т\right)$, $n_н^{гтр}=f\left(n_т\right)$, $\eta_{гтр}=f\left(n_т\right)$ (рис. А.3).

Залежність $M_т^{гтр}=f\left(n_т\right)$ являє собою тягову характеристику гідротрансформатора.

Також необхідно скласти таблицю за формою табл. А.3 для гідромуфти з передаточними відношеннями $n_т/n_н$ в діапазоні від 0,94 до 0,97 з кроком 0,01. При цьому необхідно пам’ятати, що для гідромуфти $M_н=M_т$, $K_{гм}=1$ і $\eta_{гм}=n_т/n_н$, тому п’ятий, шостий та сьомий рядки в табл. А.3 можуть не прийматись до уваги.

За даними цієї таблиці необхідно в сумісній з гідротрансформатором системі координат побудувати залежності $n_н^{гм}=f\left(n_т\right)$, $\eta_{гм}=f\left(n_т\right)$, $M_н^{гм}=f\left(n_т\right)$, див. рис. А.3.

А.8. Визначення зон найвигіднішої роботи гідроапаратів

Раніше, при визначенні передаточного числа корегувальної зубчастої пари була розрахована гранично допустима з міркувань міцності частота обертання насосних коліс гідроапаратів. Також відомо, що найбільше передаточне відношення для гідромуфти становить 0,97.

Тому найбільша за умови міцності частота обертання турбінного колеса гідромуфти

$$n_{\text{т max}}=0{,}97\cdot n_{\text{н max}}. \qquad \text{(А.17)}$$

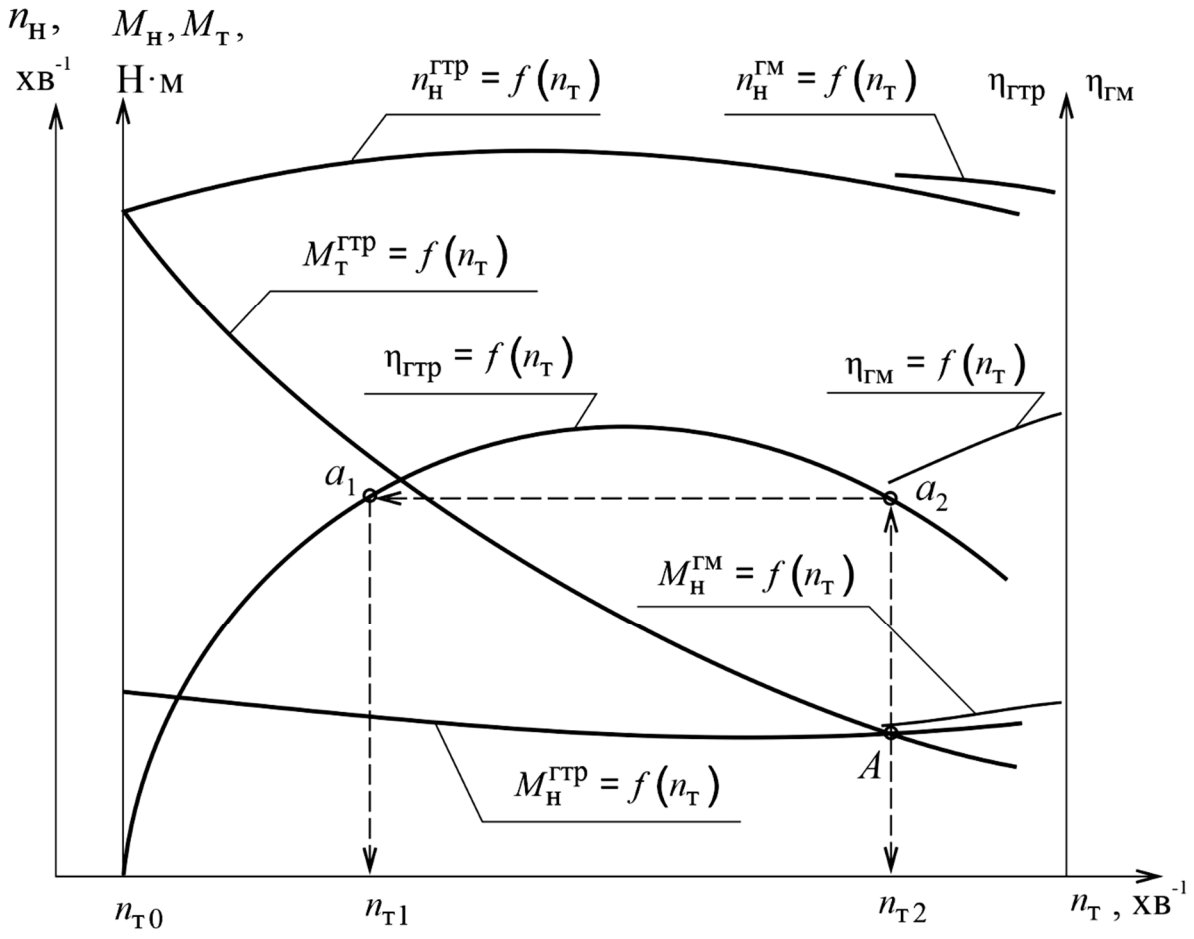


Рис. А.3. Визначення зон найвигіднішої роботи гідротрансформаторів

Найбільша за умови економічності частота обертання турбінного колеса гідротрансформаторів $n_{\text{т}2}$ приймається за умови $M_{\text{т}}=M_{\text{н}}$ (див. рис. А.3), оскільки правіше цієї точки спостерігається крутий спад характеристики $\eta_{\text{гтр}}=f(n_{\text{т}})$.

Таким чином, точка $n_{\text{т}2}$ визначає праву межу зони найвигіднішої роботи гідротрансформатора.

Ліва межа зони найвигіднішої роботи маршового гідротрансформатора (точка $n_{т1}$) визначається такою побудовою. Точка A (перетин кривих $M_{н}^{гтр} = f\left(n_{т}\right)$ та $M_{т}^{гтр}=f\left(n_{т}\right)$) проектується на криву $\eta_{гтр} = f\left(n_{т}\right)$ (див. рис. А.3) у вигляді точки a_2, а потім точка a_2 переноситься паралельно осі $n_{т}$ на ліву частину кривої $\eta_{гтр}=f\left(n_{т}\right)$, де отримується точка a_1. Із точки a_1 опускається перпендикуляр на вісь $n_{т}$ і таким чином отримується точка $n_{т1}$, яка визначає найменшу за умови економічності частоту обертання турбінного колеса та ліву межу зони найвигіднішої роботи гідротрансформатора.

Ліва межа зони найвигіднішої роботи пускового гідротрансформатора, незалежно від його типу, визначається точкою $n_{т0}=0$ та відповідно $\left(n_{т}/n_{н}\right)_0=0$.

Описана побудова, що стосується визначення зон найвигіднішої роботи гідротрансформаторів, виконується безпосередньо на рисунку (див. рис. 15.3).

Для гідромуфти права межа зони найвигіднішої роботи буде відповідати частоті обертання $n_{т\max}$, а ліва – $n_{т2}$.

А.9. Визначення передаточних відношень механічної частини передачі

Передаточні числа механічної частини гідропередачі визначаються для двох режимів – поїзного та маневрового – залежно від схеми гідропередачі.

А.9.1. Гідропередача з двома гідротрансформаторами та гідромуфтою (ГТ + ГТ + ГМ)

Між швидкістю руху тепловоза та частотою обертання його рушійних коліс $n_{к}$ існує така залежність:

$$n_{к}=\frac{1000V}{60\pi D_{к}}\ , \qquad (А.18)$$

де V – швидкість руху тепловоза, км/год;
$D_к$ – діаметр рушійного колеса, м.

При $D_к$=1,05 м

$$n_к = 5,05 \cdot V . \qquad (А.19)$$

Оскільки конструкційна швидкість тепловоза є вихідною умовою, то можливо визначити відповідну їй найбільшу частоту обертання рушійних коліс $n_{к\,max}$

$$n_{к\,max} = 5,05 \cdot V_к . \qquad (А.20)$$

Тоді передаточне число останнього (другого) ступеня механічної передачі буде

$$i_2 = \frac{n_{т\,max}}{n_{к\,max}}. \qquad (А.21)$$

При цьому $n_{т\,max}$ приймається відповідно до частоти обертання турбінного колеса гідроапарата при конструкційній швидкості.

У гідропередачах типу ГТ + ГТ + ГМ перехід з гідромуфти на маршовий гідротрансформатор здійснюється при швидкості тепловоза V_2, причому

$$V_2 = V_к \cdot \frac{n_{т2}}{n_{т\,max}}. \qquad (А.22)$$

Маршовий гідротрансформатор буде заповнений рідиною в інтервалі швидкостей від V_2 до V_1, де

$$V_1 = V_к \cdot \frac{n_{т1}}{n_{т\,max}}. \qquad (А.23)$$

Перехід з маршового трансформатора на пусковий відбудеться при частоті обертання рушійних коліс $n_{к1}$, що дорівнює

$$n_{к1} = 5,05 \cdot V_1. \qquad (А.24)$$

Отже, передаточне число першого ступеня механічної передачі буде

$$i_1 = \frac{n_{т2}}{n_{к1}}. \qquad (А.25)$$

Пусковий трансформатор буде заповнений рідиною в інтервалі обертів його турбінного колеса від $n_{т1}$ до $n_{т0}=0$.

А.9.2. Гідропередача з гідротрансформатором та двома гідромуфтами (ГТ + ГМ + ГМ)

У цій гідропередачі нижня межа обертів, на яких може ефективно працювати гідромуфта, яка жорстко з'єднана з валом дизеля, визначається умовами запалювання палива в циліндрах дизеля.

Встановлено, що ця межа становить приблизно

$$n_{н\,min} = 0,6 \cdot n_{д\,ном}. \qquad (А.26)$$

Тому для гідромуфти найбільша ширина зони роботи визначається швидкостями руху тепловоза від $V_к$ до $V_к/1,6$ або ж обертами його рушійних коліс від $5,05 \cdot V_к$ до $\frac{5,05}{1,6} \cdot V_к$.

При повному використанні всього інтервалу швидкостей у схемах типу ГТ + ГМ + ГМ можна приймати роботу на другому ступені механічної передачі в інтервалі швидкостей від $V_к$ до $V_2 = V_к/1,6$ при передаточному числі другого ступеня

$$i_2 = \frac{n_{т\,max}}{5,05 V_к}. \qquad (А.27)$$

Тут $n_{т\,max}$ приймається для другого ступеня гідромуфти, що працює при конструкційній швидкості. При швидкості $V_2 = V_к/1,6$ відбудеться перемикання на перший ступінь механічної передачі та рідина

переллється в першу муфту. Передаточне число першого ступеня при цьому становитиме

$$i_1 = \frac{n_{\text{т max}}}{n_{\text{к max}}} = \frac{n_{\text{т max}}}{5,05\left(V_{\text{к}}/1,6\right)}. \qquad \text{(А.28)}$$

У гідротрансформатор робоча рідина переллється при швидкості

$$V_1 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot V_2 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot \frac{V_{\text{к}}}{1,6}. \qquad \text{(А.29)}$$

Тут величини $n_{\text{т max}}$ та $n_{\text{т2}}$ приймаються вже для гідротрансформатора залежно від результатів визначення зони його найвигіднішої роботи (див. рис. А.3).

Як підсумок у гідропередачі типу ГТ + ГМ + ГМ швидкісні інтервали будуть такі:

– на другому ступені передачі та гідромуфті

$$\text{від } V_{\text{к}} \text{ до } V_2 = V_{\text{к}}/1,6;$$

– на першому ступені передачі та гідромуфті

$$\text{від } V_2 = V_{\text{к}}/1,6 \text{ до } V_1 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot V_2;$$

– на першому ступені передачі та гідротрансформаторі

$$\text{від } V_1 = \frac{n_{\text{т2}}}{n_{\text{т max}}} \cdot V_2 \text{ до } V_0 = 0.$$

Після визначення передаточних чисел механічної частини передачі складається дві режимні карти роботи гідропередачі – на маневровому та на поїзному режимах. На рис. А.4 для прикладу приведена така карта гідропередачі типу ГТ + ГТ + ГМ.

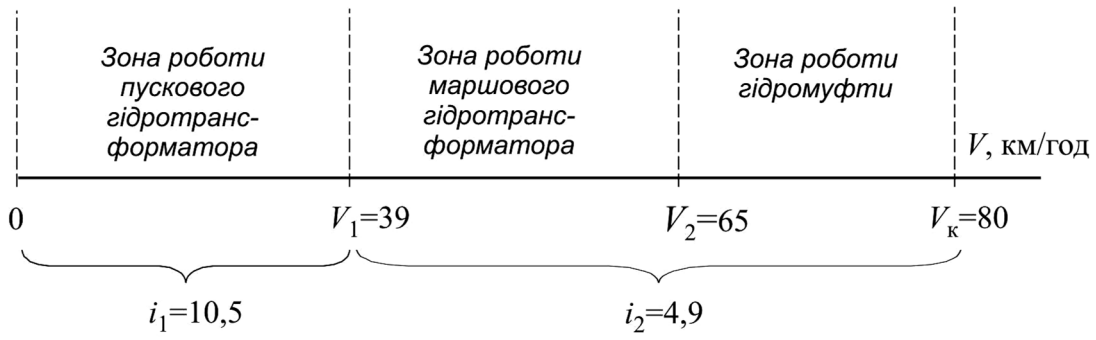


Рис. А.4. Режимна карта роботи гідропередачі типу ГТ + ГТ + ГМ на поїзному режимі

А.10. Складання кінематичної схеми гідропередачі

При складанні кінематичної схеми необхідно накреслити кінематичні схеми тягового приводу та гідропередачі, нанести на них відповідну інформацію про тип та порядок роботи гідроапаратів, а також про кількість зубців шестірень, що беруть участь в зачепленні.

Кількість зубців повинна бути підібрана таким чином, щоб забезпечити знайдені вище загальні передаточні числа i_1 та i_2. При цьому можна прийняти передаточне число осьового редуктора $i_{\text{ор}} = 4,25$.

У якості прикладу на рис. А.5 зображено кінематичну схему гідропередачі типу ГТ+ГТ+ГМ, а в табл. А.4 наведено інформацію про числові характеристики зубчастих зачеплень, що забезпечують величини $i_1 = 21,4$ і $i_2 = 10,2$.

Розрахунок параметрів зубчастих зачеплень необхідно виконати так, як наведено в табл. 15.4, для двох режимів: маневрового та поїзного.

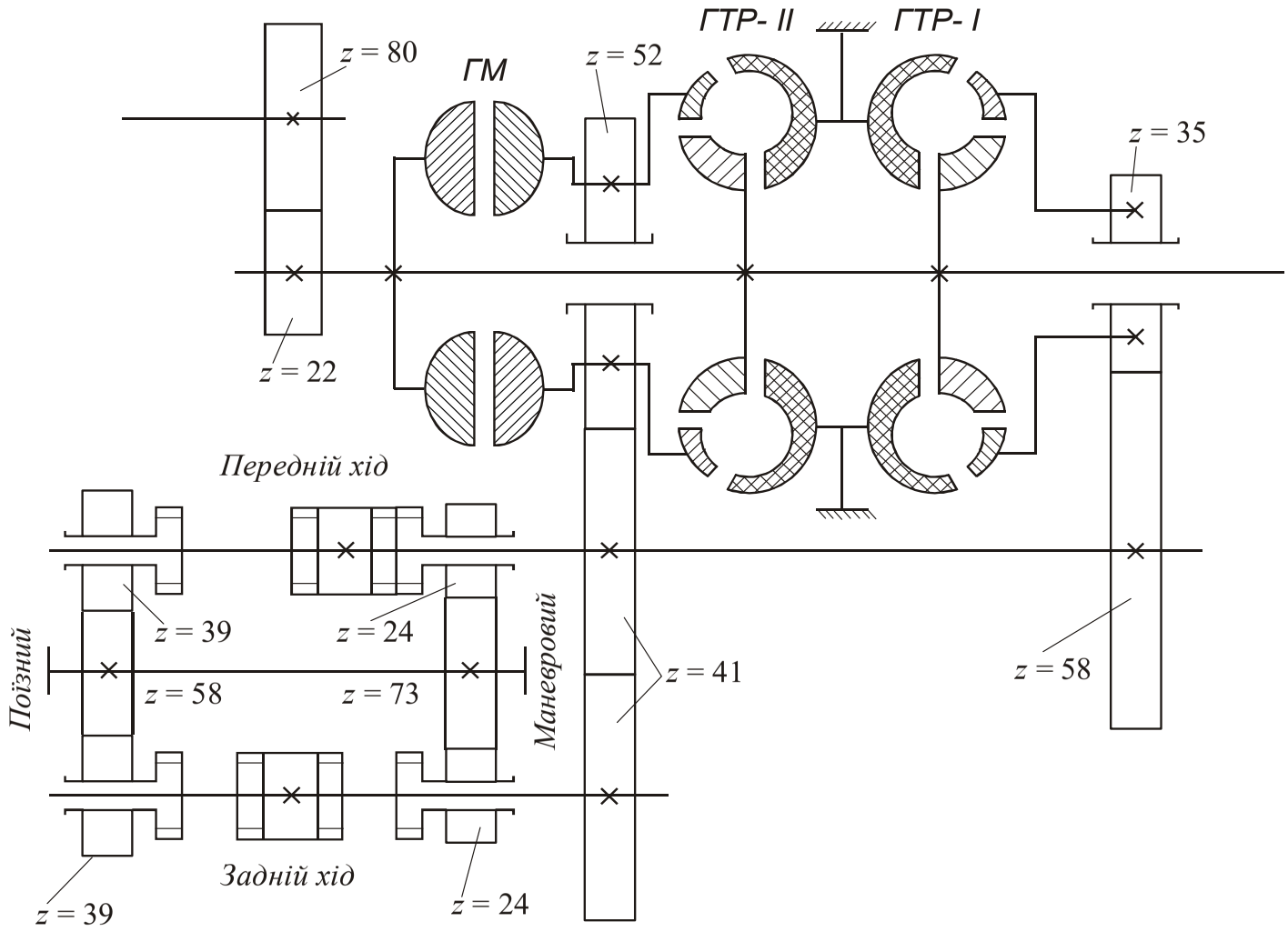


Рис. А.5. Кінематична схема уніфікованої гідропередачі

Таблиця А.4

Параметри зубчастих зачеплень (до кінематичної схеми гідропередачі, що наведена на рис. А.5)

Кінематичні ланки передачі та їх параметри		Маневровий режим		Поїзний режим	
		ступені передачі			
		I	II	I	II
Коробка змінних передач	передаточне число $i_{кзп}$	$\frac{58}{35}\cdot\frac{73}{24}=5,05$	$\frac{41}{52}\cdot\frac{73}{24}=2,40$	$\frac{58}{35}\cdot\frac{58}{39}=2,46$	$\frac{41}{52}\cdot\frac{58}{39}=1,17$
	число пар шестірень в зачепленні	2	2	2	2
Осьовий редуктор	передаточне число $i_{ор}$	$\frac{68}{16}\cdot\frac{23}{23}=4,25$	$\frac{68}{16}\cdot\frac{23}{23}=4,25$	$\frac{68}{16}\cdot\frac{23}{23}=4,25$	$\frac{68}{16}\cdot\frac{23}{23}=4,25$
	число пар циліндричних шестірень $z_{ц}$	1	1	1	1
	число пар конічних шестірень $z_{к}$	1	1	1	1
Механічна частина передачі	усього циліндричних шестірень в зачепленні $\sum z_{ц}$	3	3	3	3
	усього конічних шестірень в зачепленні $\sum z_{к}$	1	1	1	1
	К.к.д. $\eta_{мех}$	$\eta_{мех}=0,985^3\cdot 0,97=0,925$		$\eta_{мех}=0,985^3\cdot 0,97=0,925$	
	передаточне число $i_{мп}$	$i_1=21,4$	$i_2=10,2$	$i_1=10,5$	$i_2=4,9$

А.11. Розрахунок та побудова тягової характеристики тепловоза

Тяговою характеристикою тепловоза називається графічна залежність дотичної сили тяги тепловоза $F_д$ від швидкості його руху V при заданій (фіксованій) потужності силової установки $F_д = f\left(V\right)$.

Тягова характеристика тепловоза розраховується та будується для двох режимів – маневрового та поїзного – шляхом використання побудованих раніше тягових характеристик гідротрансформатора (гідромуфти) та режимної карти роботи гідропередачі рис. А.4.

Послідовність розрахунку тягової характеристики така. Необхідно задатися значеннями швидкості тепловоза в діапазоні від $V = 0$ до $V_к$ через 10 км/год, включаючи швидкості переходів з одного гідроапарата на інший.

Потім розраховується величина дотичної сили тяги тепловоза для кожного значення швидкості

$$F_д = \frac{M_т \cdot i_{1(2)} \cdot \eta'_{мех}}{\frac{D_к}{2}} = \frac{2 M_т \cdot i_{1(2)} \cdot \eta'_{мех}}{D_к}. \qquad (А.30)$$

Величина $M_т$ при цьому знаходиться таким чином:

– обчислюється частота обертання рушійних коліс тепловоза $n_к$ при швидкості V_i

$$n_к = 5{,}05 \cdot V_i; \qquad (А.31)$$

– визначається частота обертів турбінного колеса гідроапарата (трансформатора або муфти) $n_т$ при швидкості V_i

$$n_т = n_к \cdot i_{1(2)}; \qquad (А.32)$$

– з кривої $M_т = f\left(n_т\right)$ (див. рис. А.3) визначається величина $M_т$, яка відповідає розрахованій величині $n_т$.

Величина $\eta'_{\text{мех}}$ являє собою механічний к.к.д. передачі (без урахування к.к.д. корегувальної зубчастої пари між валом дизеля та валом насосних коліс гідроапаратів)

$$\eta'_{\text{мех}} = \eta_{\text{ц}}^{z_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{z_{\text{к}}} \cdot \eta_{\text{сп}}, \qquad \text{(А.33)}$$

де $\eta_{\text{ц}} = 0{,}98\ldots0{,}99$ – к.к.д. циліндричної зубчастої пари;

$z_{\text{ц}}$ – кількість пар циліндричних зубчастих коліс, навантажених обертальним моментом (без урахування корегувальної зубчастої пари);

$\eta_{\text{к}} = 0{,}95\ldots0{,}98$ – к.к.д. конічної зубчастої пари;

$z_{\text{к}}$ – кількість пар конічних зубчастих коліс, навантажених обертальним моментом;

$\eta_{\text{сп}} = 0{,}98\ldots0{,}99$ – к.к.д. спарників (дишлового механізму) в передачах типу ГТ + ГМ + ГМ тепловозів ТГМ1 та ТГМ23.

Показники степеню $z_{\text{ц}}$ і $z_{\text{к}}$ не враховують зубчасті зачеплення, які обертаються вхолосту при швидкості V_i.

При розрахунку дотичної сили тяги $F_{\text{д}}$ дуже важливо вірно визначити, яку величину передаточного числа – i_1 або i_2 – підставляти у формулу (А.1); для цього, як вказувалось раніше, використовується режимна карта роботи гідропередачі (див. рис. А.4).

Результати розрахунку зручно подати в табличної формі (див. табл. А.5).

За результатами розрахунку будується тягова характеристика тепловоза як сукупність тягових характеристик кожного гідроапарата, враховуючі швидкості переходів для двох режимів роботи.

На тягову характеристику наноситься обмеження по зчепленню коліс з рейками, при цьому величина сили зчеплення розраховується за формулою (А.1). Значення коефіцієнта зчеплення розраховується за формулою (А.2), де замість $V_{\text{р}}$ підставляється поточне значення швидкості з інтервалу від $V = 0$ до $V = 20$ км/год через $\Delta V = 5$ км/год. Результати розрахунку зручно навести в табличній формі (табл. А.6).

Таблиця А.5

Результати розрахунку тягової характеристики тепловоза

Режим									
маневровий					поїзний				
V, км/год	$n_к$, хв$^{-1}$	$n_т$, хв$^{-1}$	$M_т$, Н·м	$F_д$, кН	V, км/год	$n_к$, хв$^{-1}$	$n_т$, хв$^{-1}$	$M_т$, Н·м	$F_д$, кН
$V_i = 0$					$V_i = 0$				
.					.				
$V_р^м$					.				
.					$V_р^п$				
$V_к^м$					.				
					.				
					$V_к^п$				

Таблиця А.6

Результати розрахунку обмеження сили тяги по зчепленню коліс із рейками

V, км/год	0	5	…	$V_р^м$	…	15	20
$\psi_{др}$							
$F_{зч}$, кН							

А.12. Розрахунок та побудова економічних характеристик тепловоза

Одним із основних техніко-економічних показників тепловоза є його к.к.д., який визначається за формулою

$$\eta_т = \frac{3600 \cdot P_д}{G_г \cdot Q_н^р}, \qquad (А.34)$$

де 3600 кДж$/$(кВт$\cdot$год) – тепловий еквівалент однієї кіловат-години;

$P_д$ – дотична потужність тепловоза, кВт;

$G_г$ – годинна витрата дизельного палива, кг/год;

$Q_н^р = 41870$ кДж/кг – питома теплота згоряння дизельного палива.

Дотична потужність тепловоза визначається з виразу

$$P_д = \frac{F_д V}{3600}. \qquad (А.35)$$

Годинна витрата дизельного палива $G_г$ визначається за формулою

$$G_г = g_e \cdot P_e, \qquad (А.36)$$

де g_e – питома ефективна витрата дизельного палива, кг/(кВт·год;

P_e – ефективна потужність дизеля, кВт.

$$P_e = \frac{M_н n_н}{9550 \eta_{доп} \eta_{зп}}, \qquad (А.37)$$

де $\eta_{доп} = 0{,}89 \ldots 0{,}91$ – к.к.д., що враховує витрати потужності на привод допоміжних агрегатів;

$\eta_{зп} = 0{,}98 \ldots 0{,}99$ – к.к.д. корегувальної зубчастої пари.

Величини $M_н$ та $n_н$ при цьому визначаються за графіками рис. А.3.

К.к.д. передачі

$$\eta_п = \frac{P_д}{P_р}, \qquad (А.38)$$

де $P_р$ – потужність, що передається від дизеля до гідропередачі, кВт,

$$P_р = \frac{M_н n_н}{9550 \eta_{зп}}. \qquad (А.39)$$

Результати розрахунків зручно подати у вигляді таблиці.

За результатами розрахунку будуються для двох режимів роботи тепловоза залежності: $P_д = f(V)$, $G_г = f(V)$, $P_e = f(V)$, $\eta_п = f(V)$, $\eta_т = f(V)$.

Навчальне видання

Боднар Борис Євгенович**, Бобирь** Дмитро Валерійович,

Капіца Михайло Іванович

ГІДРАВЛІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВІВ

Підручник

Формат 60х84 1/16. Ум. друк. арк. __. Обл.-вид. арк. __.
Тираж 50 пр.