

9.1.3710

СССР НКТП—ВНИИПТ
ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

32113
0-56

Инж. М. М. ОРЛОВ

МОТОВОЗЫ



ОНИ НКТП СССР

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

СССР — НКТП ВНИИПТ
ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

Инж. М. М. ОРЛОВ

19755

МОТОВОЗЫ



5



ОНИТ • НКТП — СССР • 1936

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЛИТЕРАТУРЫ ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ И МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ

НЕ
УДАИТЬ
(ДИИТ)

Книга „Мотовозы“ инж. М. М. Орлова является первой в этой области и содержит интересный и ценный материал, который может быть использован проектирующими и производственными организациями, а также служить пособием для студентов промтранспортных вузов при изучении мотовозов и мотовозной тяги.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	6
Вступление	7
Сравнение мотовозной тяги с тягой других локомотивов	7
<i>Глава первая</i>	
Типы мотовозов и их классификация	
<i>Раздел первый</i> — Мотовозы заводов СССР	11
Мотовозы Калужского завода НКПС	11
1. Мотовозы Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью 40 л. с.	12
2. Мотовозы Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью 60 л. с.	14
3. Мотовозы Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью 73 л. с.	19
4. Дрезины Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью 40, 12 и 5 л. с.	20
5. Тяжелые маневровые мотовозы Калужского завода НКПС с двигателем Дизеля для широкой колеи	21
6. Мотовозы Калужского завода НКПС с двигателем ЗИС-3 (АМО-3) и ГАЗ для колеи в 750 мм	22
Мотовозы завода „Красный путиловец“	24
Мотовозы Одесского завода „Январского Восстания“	27
1. Мотовоз в 30 л. с.	27
2. Мотовоз в 60 л. с.	29
3. Мотовоз в 140 л. с.	32
4. Мотовоз Смелянского завода колеи 750 мм	40
<i>Раздел второй</i> — Классификация мотовозов	40
Ширина колеи	40
Количество осей и давление на ось	40
Типы двигателей	41
1. Карбюраторные двигатели	42
2. Двигатели Дизеля	45
3. Многоцилиндровые двигатели простого и двойного действия	60
4. Газогенераторные двигатели	60
5. Сравнение двигателей Дизеля с двигателем карбюраторного типа	60
Мощность двигателя	62
1. Индикаторная мощность	62
2. Эффективная мощность	64
3. Удельный вес двигателя	66
4. Литровая мощность и литровый вес двигателя	66
5. Удельная мощность двигателя	67
6. Зависимость мощности двигателя от рода горючего	67
7. Меры борьбы с потерей мощности	70
Типы передач	72
1. Цепная передача	72
2. Дышловая передача	74
3. Комбинированная передача	74

Род работы	76
1. Легкие маневровые мотовозы	76
2. Тяжелые маневровые мотовозы	92
3. Поездные мотовозы	93
4. Мотовозы промышленного и специального типов	99
Характеристика мотовозов СССР и американских заводов	107

Глава вторая

Применение и технические условия работы мотовозов

<i>Раздел первый</i> — Возможность применения мотовозов в разных отраслях промышленности	109
1. Возможность применения мотовозов на широкой колее	109
2. Возможность применения мотовозов на узкоколейном транспорте	110
3. Возможность применения мотовозов на внутризаводском транспорте	110
<i>Раздел второй</i> — Данные об условиях работы в некоторых отраслях промышленности	110
Технические условия работы мотовозов в торфяной промышленности	110
1. Уклоны продольного профиля в торфяной промышленности	110
2. Вес подвижного состава	112
3. Вес состава поездов и род тяги в торфяной промышленности	112
Технические условия работы мотовозов в строительной промышленности	115
1. Заграничные типы мотовозов для строительных путей	116
2. Практика применения мотовозов в строительной промышленности СССР	116
Технические условия работы мотовозов в металлургической промышленности	117
1. Руководящие уклоны	117
2. Радиусы кривых	117
3. Скорости движения	117
4. Подвижной состав	117
5. Удельный коэффициент сопротивления движению и коэффициент сцепления	119
6. Вес состава поездов	119
Технические условия работы мотовозов в лесной отрасли промышленности	120
1. Грузообороты в лесной промышленности	120
2. Подъемы продольного профиля	121
3. Радиусы закругления	121
4. Тяговый состав	121

Глава третья

Основные типы мотовозов в зависимости от стандартных размеров колес нагрузки на ось и наименьшей скорости

1. Общие формулы зависимости между мощностью двигателя мотовоза и весом мотовоза	123
2. Коэффициенты полезного действия мотовозов	123
3. Коэффициент сцепления колес с рельсами	125
4. Скорости движения мотовозов	126
5. Зависимость между мощностью и весом мотовоза	127
6. Нагрузки на ось мотовозов	127
7. Зависимость между сцепным весом мотовоза и весом состава поезда	129
8. Основной ряд типов мотовозов	134
9. Возможность оборудования мотовозов двигателями, выпускаемыми заводами СССР	134

Глава четвертая

Основные тяговые характеристики мотовозов

1. Мощность на ободах ведущих колес мотовоза и сила тяги на ободах его колес	139
--	-----

	Стр.
2. Сила тяги мотовоза по двигателю	142
3. Крутящий момент	143
4. Сила тяги мотовоза по сцеплению колес с дорогой .	144
5. Сила тяги на крюке мотовоза	145
6. Запас силы тяги мотовоза	145
7. Тяговые характеристики мотовозов с гидравлической муфтой „Вулкан Синклер“	146

Глава пятая

Упрощенные тяговые расчеты для мотовозов

Цель, задачи и точность тяговых расчетов .	152
Силы, возникающие при движении	153
Основное сопротивление движению	154
1. Удельное сопротивление для вагонов ширококолейных дорог .	155
2. Удельное сопротивление вагонов для узкоколейных дорог	156
3. Удельное сопротивление мотовозов .	161
4. Сопротивление движению целых поездов .	161
Дополнительное сопротивление	161
1. Сопротивления от подъема и спуска . . .	161
2. Сопротивление от кривых участков пути	162
3. Сопротивления ветра	163
4. Сопротивление при трогании с места	163
Общая формула сопротивления	164
Торможение	166
1. Коэффициенты трения между тормозными колодками и колесами	167
2. Сила на сжатие тормозных колодок	168
3. Тормозное сопротивление поезда . . .	169
4. Удельное тормозное сопротивление поезда .	169
Уравнение движения поезда	170
1. Упрощенное аналитическое интегрирование уравнения движения	174
2. Графические способы интегрирования уравнения движения поезда	175
3. Масштабы при графическом интегрировании уравнения движения поезда	179
4. Уравнение движения при установившейся скорости движения	180
Упрощенное решение тяговых задач	180
1. Определение веса состава поезда	181
2. Графический способ определения веса поезда, скорости и мощности двигателя мотовоза на предельных подъемах .	182
3. Торможение поездов	187
4. Определение длины тормозного пути, тормозного коэффициента и числа тормозных осей	188
5. Графоаналитический способ определения времени хода по перегону.	195
6. Определение расхода горючего	196
7. Способы определения времени хода и расхода горючего	199
Упрощенные методы решения тяговых задач, считая мощность двигателя постоянной	202
1. Определение времени хода и расхода горючего на перегоне данного профиля	202

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ

В связи с развитием мотовозостроения в СССР научно-исследовательским институтом Промтранспорта в 1931—33 г., были разработаны темы:

1. Установление основных характеристик мотовозов для выбора рациональных типов мотовозов.
2. Пособие по тяговым расчетам мотовозов и тягачей.
3. Выбор рациональных типов мотовозов для промпутей.
4. Проект стандарта типов мотовозов для наземных промышленных железнодорожных путей узкой колеи.

Работы эти, по независящим от Института обстоятельствам, не были своевременно опубликованы. Учитывая, однако, что они содержат ценные и интересные материалы, которые могут быть использованы проектирующими и производственными организациями, а также зная потребность промтранспортных вузов в учебных пособиях, Институт после некоторой переработки издал указанные материалы в виде отдельной книги „Мотовозы“. Так как при увязке отдельных работ в один общий труд возможны некоторые пробелы или упущения, Институт обращается с просьбой к читателям все замечания направлять по адресу: Москва, Рыбный пер., д. 3.

Зам. директора по научной части Всесоюзного научно-исследовательского института промтранспорта

КОСТИН

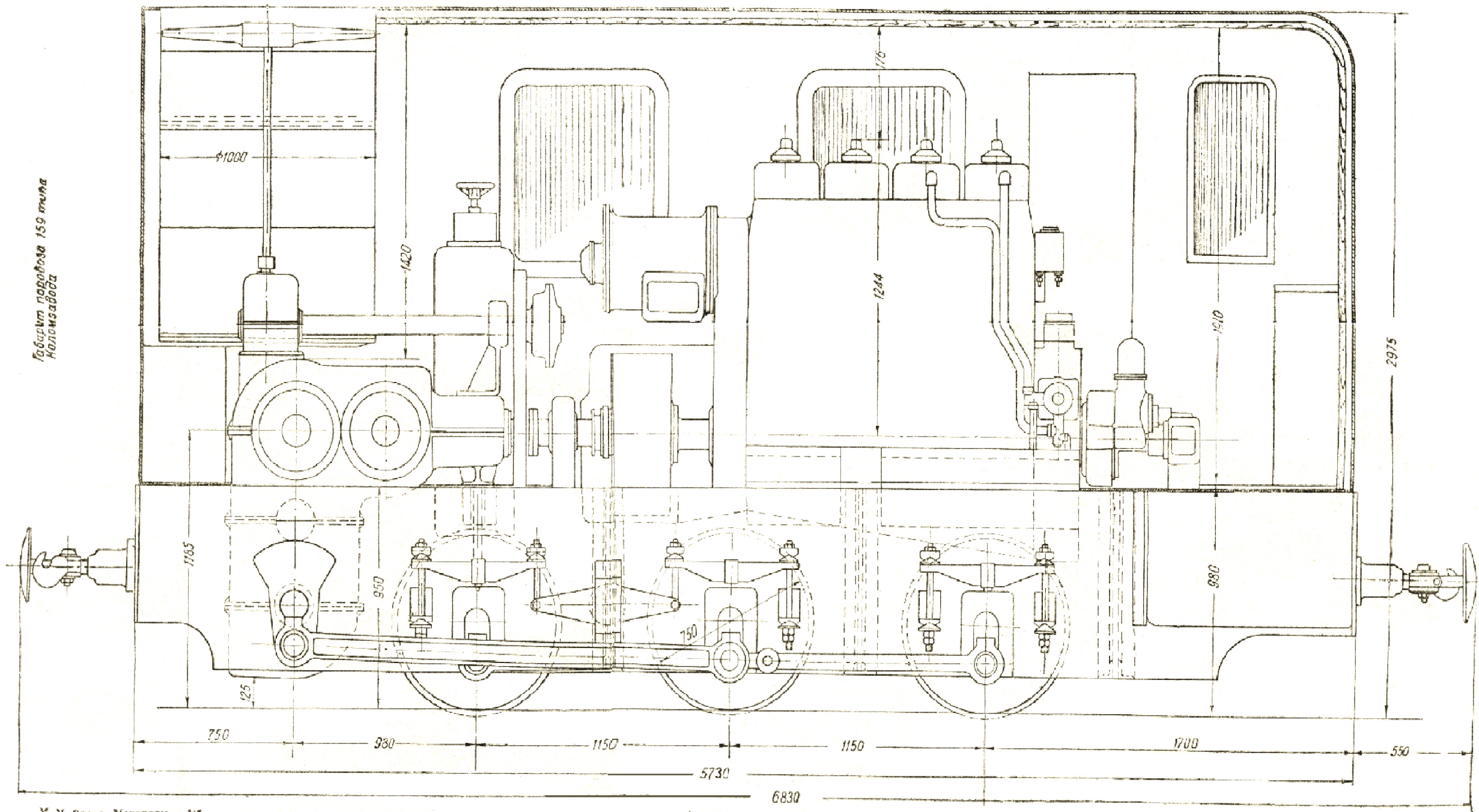
НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Марка двигателя	Мощность двигателя в л. с.	Число цилиндров	Число оборотов в мин.	Диаметр цилиндров мм	Ход поршня мм	Среднее эффектив. давление кг/см ²	Давление впускных клапанов кг/см ²	Давление сжатия кг/см ²	Давление пуска воздуха кг/см ²	Средняя скорость поршня м/сек	Степень неравномерности			Расход топлива гр. эфф. л. с./час	Расход масла гр. эфф. л. с./час	Расход охлаждающей воды лит. эфф. л. с./час	Габариты			Расширивание и давление топливного насоса ат	Способ продувки	Способ смазки	Способ охлаждения	Вес коленчатого вала в кг	Вес наиболее тяжелой части	Вес утяжеленного маховика	Полный вес двигателя кг	Диаметр утяжеленного маховика	Допускаемая перегрузка в % и время	Система регулятора	Возможный предел ручного регулирования	Наименьшее устойчивое число оборотов
											при норм. при утяжеленном маховике	при утяжеленном маховике	при норм. при утяжеленном маховике				Длина мм	Ширина мм	Высота над полом мм													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32		
1. Завод „Русский Дизель“ в г. Ленинграде:																																
2PK-30	100	2	300	300	430	3,65	40	35	30	4,00	1,140	1,210	195	2	20	2 350	1 100	2 920	Форкамерное	Используется обратная впасть поршня, как отдел. продувочные насосы	Рабочие цилиндры лубрикатом, подшипники циркуляционным	Раб. цил. крышки и коллектор — водой из магистрала	480	1 500	1 550	5 800	1 900	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
3PK-30	150	3	500	300	400	3,65	40	35	30	4,00	1,150	1,225	195	2	20	2 900	1 100	2 920				650	2 500	1 550	8 200	1 900						
4PK-30	200	4	300	300	430	2,65	40	35	30	4,00	1,150	1,250	195	2	20	3 440	1 100	2 920				820	3 000	1 550	10 400	1 900						
6PK-30	300	6	500	300	430	2,65	40	35	30	4,00	1,250	1,370	195	2	20	4 790	1 100	2 920				1 200	2 500	1 500	15 800	1 900						
6-Д-29/30	650	6	325	290	590	4,54	60	35	30	5,42	1,150	—	185	2,5	—	5 050	1 240	2 545	Мех. струйное 350	Порш. пр. насос	Цилиндры лубрикатом, подшипники зубчат. насосом	Раб. цил., крышки и коллектор — заборт. водой, поршни — маслом	1 920	—	—	22 000	—	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
9-ДВ-51/55	4 450	9	390	510	530	5,07	50	30	25	7,15	1,150	—	192	2,5	—	10 115	1 500	3 100	Воздушное 80 ат	Отдельн. турбовоздуход.	Рабочие цилиндры лубрикатом, подшипники и крешкопы цирк. зубчат. насосом	Раб. цил., крышки и коллектор — заборт. водой, поршни — маслом	6 580	—	—	67 000	—	100%—1 ч.	Прециз. центробежный + регулятор безопасности	—	—	
1-7P-24/38	240	4	375	240	380	4,2	60	35	30	4,75	1,180	—	185	—	—	2 893	1 100	1 890	Мех. струйное 400	Поршневой продувочный насос	Рабочие цилиндры лубрикатом, подшипники — циркуляционным	Раб. цил., крышки коллект., заборт. водой	—	—	—	8 000	—	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	—	—	
2. Завод „Двигатель Революции“ в г. Горьком																																
БК-3-38	105	3	300	260	380	5,2	45	28	16	3,8	1,45	1,100	190	8	17	2 300	1 300	2 260	Струйное 250	—	Циркуляционный	Раб. цил., крышки и коллект. охлад. водой	802	1 200	2 350	7 350	2 000	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
БК-4-38	140	4	300	260	380	5,2	45	28	16	3,8	1,100	1,250	190	8	17	2 900	1 300	2 260				700	1 500	2 350	8 900	2 000						
ДР-4-60	400	4	187	425	600	5,63	45	28	30	3,75	1,100	1,250	183	4	21	4 595	2 900	3 300	Струйное 300	—	Циркуляционный	Раб. цил., крышки коллект. выхлопное колено и открытая форсунка охл. водой (забортик, — у судовых)	3 130	6 500	9 600	34 000	3 200	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
ДР-6-60	600	6	187	425	600	5,63	45	28	30	3,75	1,100	1,250	183	4	21	5 255	2 900	3 300				3 800	7 500	11 000	48 000	3 200						
ДРС-6-60	600	6	187	425	600	5,63	45	28	30	3,75	1,35	—	187	5	—	6 945	1 885	3 300	Струйное 300	—	Циркуляционный	—	3 800	7 500	3 650	51 000	2 000	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	183—80	80	
ДРС-6-50	400	6	240	345	500	5,36	45	28	30	4,00	1,35	—	187	5	—	5 710	1 665	2 845				2 500	5 000	3 200	30 000	1 700				247—100	100	
3. Завод имени Сталина в г. Воронеже																																
ДО×25	25	1	430	200	300	2,76	46	38	30	4,3	1,60	1,105	215	20	20	1 495	1 200	1 590	Форкамерное 120	Кривошипно-намерная	Цилиндры смазывают лубрикатом подшипники циркуляционным	Цил. и крышки охл. водой из магистрала	105	247	830	1 785	1 200	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
СД2×25	50	2	430	200	300	2,76	46	38	30	4,3	1,140	1,260	215	20	20	1 970	1 200	1 590				167	314	830	2 580	1 200						
СД2×25	50	2	430	200	300	2,76	46	38	30	4,3	1,50	—	215	20	20	2 690	2 020	1 590				167	314	830	3 185	1 200				до 180 об/м.	180	
2Д-19/32	70	2	430	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,710	1,198	210	12	20	2 613	900	1 316	Форкамерное 120	Ротационный продувочный насос	Циркуляционный	Блок и цилиндр, крышки охлад. водой	210	340	2 090	1 900	980	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	± 5%	—	
3Д-19/32	105	3	430	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,120	1,210	210	12	20	3 028	900	1 346				267	485	2 000	2 400	980						
4Д-19/32	140	4	430	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,100	1,188	210	12	20	3 608	900	1 346				325	632	1 460	2 300	980						
СД-19/32	70	2	430	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,51	—	210	12	20	3 535	950	1 346	Форкамерное	Ротационный продувочный насос	Циркуляционный	Блок цил., крышки и коллектор заборт. водой	210	340	790	3 185	780	100%—1 ч.	Прециз. центробежный	443—250	250	
СД-19/32	105	3	450	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,31	—	210	12	20	3 376	980	1 346				263	485	618	3 865	650						
СД-19/32	140	4	450	190	320	4,03	54	37	20	4,6	1,38	—	210	12	20	3 708	980	1 346				325	632	618	4 400	650						
4. Завод имени Карова в г. Б. Токмак																																
„Кр. Прогресс“ 18 л. с.	18	1	300	225	255	2,00	19	8	—	2,65	1,30	—	350	40	3	1 140	2 080	1 640	Механ. 130	Кривошипно-намерный	Цилиндры — лубрикатом, подшипники кольцевыми	Раб. цил. и крышка охл. водой из град.	69	305	305	1 550	1 140	200%—20 м.	Маятниковый	230—400	230	
„Кр. Прогресс“ 22 л. с.	22	1	500	200	240	2,3	22	10	—	4,00	1,60	—	275	20	2	1 078	1 447	1 420	Механ. 135	Кривошипно-намерный	Цилиндры лубрикатом, подшипники кольцевыми	Раб. цил. и крышка охлад. из град.	48	233	253	1 020	1 035	200%—20 м.	Маятниковый	400—650	400	
5. Завод „Коммунист“ в г. Марксштадте																																
Н-15	15	1	650	180	200	2,05	23	13	—	4,3	1,32	1,100	250	20	30	870	710	1 180	Механ. 160	Кривошипно-камерный	Лубрикатом	Раб. цил. и крышки водой из град.	35	170	170	630	750	100%—1 ч.	Центробежный	—	—	
НП-15	15	1	650	180	200	2,05	23	13	—	4,3	1,32	—	280	20	30	1 800	1 150	1 780				35	170	170	1 220	750						
НН-15	15	1	650	180	200	2,05	23	13	—	4,3	1,32	—	280	20	30	1 530	1 150	1 310				35	170	170	805	625						
НС-15	15	1	650	180	200	2,05	23	13	—	4,3	1,32	—	280	20	—	1 445	755	1 130				61	170	170	1 180	625						
НС2×15	30	2	650	180	200	2,05	23	13	—	4,3	1,35	—	285	20	—	1 900	755	1 130				61	170	170	1 180	625						
6. Завод „Победа“ им. Микояна в г. Мелитополь																																
ЗД-15/16	20	2	750	150	160	2,14	26	8,5	—	4,00	1,50	—	280	20	—	1 900	800	1 000	Механ. до 100	Кривошипно-намерный	Лубрикатом	Забортной водой	41	150	150	1 000	550	100%—1 ч.	Центробежный	750—650	650	
ДД-22/26	25	1	500	220	250	2,37	25	8,0	—	4,17	1,50	—	270	20	—	1 900	900	1 350				56	215	210	1 390	650						
7. Завод им. 25 Октября в г. Первомайске																																
„Метеор“ 60	60	1	230	410	420	2,02	20	7,4	10	3,22	1,60	—	320	8	12	3 125	2 300	1 870	Механ. 60	Кривошипно-камерный	Ремня, подшипн. кольцев., охлаждающее — лубрикатом	Охлаждается водой из напор. линии раб. цилиндр.	467	2 300	2 300	7 100	2 310	100%—1 ч.	Маятниковый	—	—	
„Метеор“ 75	75	1	230	410	490	—	20	9,1	10	3,75	1,60	—	320	8	12	3 295	2 300	1 870				470	2 300	2 300	7 300	2 310						
8. Завод им. Дзержинского в г. Балаково																																
„РД“ 40	40	1	225	320	500	3,95	30	16	10	3,75	1,70	1,490	300	30	18	3 720	2 360	2 200	Механ. 80	—	Цилиндры лубрикатом, подшипники — кольцевыми	Охлажд. двигат. водой из нап. линии	550	2 200	2 200	6 650	2 400	100%—1 ч.	Центробежный	—	—	

1) Указ. общ. вес двигат. с тележкой, на которой он установлен.
2) Указан общий вес двигателя, центробежного насоса и тележки.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Габарит паровоза 159 тона
Ноломсабдса



М. М. Орлов. Мотовозы 345

Фиг. 10-а.

ЦЕНТРАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА
ТРАНСПОРТНЫХ ВТУЗОВ
гор. Москвы

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

ВСТУПЛЕНИЕ

Сравнение мотовозной тяги с тягой других локомотивов

Требования реконструкции транспорта и экономики, предъявляемые за последние годы к транспорту, вызвали большой прогресс в развитии специальных локомотивов и машин, к которым относятся также и мотовозы. Мотовозом называется такой локомотив, условной предельной мощностью до 350 л. с., источником энергии которого служит двигатель внутреннего сгорания, обычно дизель, работающий на нефти, а иногда двигатель автомобильного типа, работающий на бензине, или керосине, преимущественно с механической передачей от мотора к ведущим колесам (в отличие от тепловоза—локомотива с двигателем внутреннего сгорания большой мощности, не менее 350 л. с.).

Первый мотовоз был построен для заводской службы в 1888 г. автомобильным заводом Даймлера в Германии; он имел мотор автомобильного типа мощностью в 4 л. с. с зубчатой передачей вращающего момента от мотора к ведущим колесам. Через три года этим же заводом был построен второй мотовоз мощностью в 10 л. с.

В настоящее время как за границей, так и у нас мотовозы выпускаются большими сериями различного типа и мощности, в зависимости от их назначения, так как область применения мотовозов за последние годы значительно расширилась, благодаря многим преимуществам их перед другими средствами тяги.

Основными достоинствами мотовозов являются следующие:

1 Отношение энергии на ободе движущих колес к энергии затраченного топлива, т. е. к. п. д. мотовозов больше, чем у паровых двигателей. Для мотовозов к. п. д. колеблется в пределах от 18 до 25%, тогда как у узкоколейных паровозов он равен 4—9%. Поэтому расход топлива на один и тот же измеритель работы у мотовозов (и тепловозов) меньше в 3—4 раза, чем у паровозов.

2. Отсутствие расхода топлива во время стоянок и малый расход воды.

3. Постоянная готовность к работе без предварительной подготовки (растопки), на которую паровозу требуется от 1,5 до 2 час.

4. Небольшой объем и вес потребного для работы топлива, в связи с чем отпадает необходимость устройства тендеров.

5. Уменьшение времени, потребного на набор топлива и отсутствие необходимости чистить топку, промывать котел и затрачи-

вать время на набор воды; все это повышает коэффициент использования мотовозов по сравнению с паровозами и, наоборот, уменьшает коэффициент потребности, так как отпадает необходимость постройки водокачек и водоемных баков; уменьшается также площадь депо.

6. Большая чем у паровозов безопасность в пожарном отношении и отсутствие дыма, который вредно действует на металлические сооружения и здоровье людей.

7. Меньшие затраты на устройство мотовозных сараев и складов топлива по сравнению с такими же затратами для паровозов.

8. Симметричность конструкций мотовозов, исключая необходимость в устройстве поворотных кругов и треугольников.

9. Возможность обслуживания мотовозов только одним человеком, тогда как паровоз требует для своего обслуживания всегда не менее двух человек. При некоторых типах мотовозов, например Брейера, обслуживающий мотовоз машинист исполняет также и обязанности сцепщика.

Опыты некоторых наших дорог показали, что применение мотовозов снижает задержку сборных поездов на отдельных станциях; стоимость одного мотовоза—часа работы при маневрах в $2\frac{1}{2}$ раза выгоднее одного паровозо-часа ¹⁾.

По материалам I Всесоюзной конференции реконструкции транспорта (выпуск III, 1932 г. ²⁾) использование мотовозов в равных условиях с работой паровозов уменьшает стоимость эксплуатации на 15—35%, а иногда, в зависимости от интенсивности использования мотовозов, даже на 50—60%. Стоимость 8-часовой работы мотовоза „Красный путиловец“ типа 0—3—0 и паровоза типа 0—2—0 на Синявинском торфяном хозяйстве (под Москвой) определена ³⁾ для паровозов 35 руб., для мотовозов 29 руб. В подсчет включены расходы на содержание бригад, стоимости топлива, смазки, ремонта и амортизации, причем горючим для мотовоза служил керосин и бензин, а для паровоза торф. При нефтяном топливе экономия будет значительно выше.

Себестоимость часа работы на дорогах НКПС маневрового мотовоза 40 л. с. составляла в 1929 г. по данным Северо-Кавказских ж. д. 2 р. 62 к., а по данным Южных дорог 2 р. 45 к.; стоимость же паровозо-часа на тех же дорогах выражалась 5 р. 50 к.; следовательно, себестоимость часа работы мотовоза давала 50% экономии.

Мотовозы Калужского завода НКПС, выпущенные в 1932 г., работали на Западных ж. д. Несмотря на ряд недостатков в их работе и в конструкции, результаты эксплуатации еще раз подтвердили целесообразность применения мотовозов в маневровой работе ⁴⁾.

Пять мотовозов, работая на Западных ж. д. в течение 155 дней при средней суточной работе в 4,8 час., переработали 1 958 вагонов.

¹⁾ Журнал „Реконструкция транспорта“, № 1, 1932 г., стр. 17.

²⁾ Михальчи И. М., Узкоколейные мотовозы для промтранспорта.

³⁾ Журнал „Торфяное дело“, № 2 за 1932 г., стр. 34.

⁴⁾ Данные эксплуатации приведены в статье М. А. Крункьян в журнале „Эксплуатация ж. д.“, № 11—12 за 1932 г.

УДНТ
(ДНТ)

Простой вагонов уменьшился:

на ст. Апрелевка	с .	. 19,7	до 10 час.
„ „ Темкино	„ .	. 24,9	21 „
„ „ Крекшино	„ .	. 22,3	10,9 „
„ „ Толстопальцево	„ .	. 23,3	21,9 „
„ „ Балабаново	„ .	. 24,0	14,8 „

За это же время простой сборных поездов на опытном участке сократился на 118 час.

При опытном пробеге одиночного мотовоза с целью определения расхода горючего установлено, что на дистанции в 20 км, пройденной в 50 мин., израсходовано 7700 г бензина, что составит на один мотовозо-километр $7700:20=385$ г и на один мотовозо-час $(7700:50) \cdot 60 = 9240$ г.

Стоимость эксплуатации мотовоза Калужского завода 40 л. с. определилась в 2 р. 54 к. за мотовозо-час при следующих данных:

1) стоимость мотовоза с запасными частями и инструментами .	10 500 руб.
2) стоимость двигателя	1 000 „
3) срок службы двигателя	5 лет
4) „ „ остальных частей	10 „
Проценты отчисления на	
5) сонакопление	6%
6) амортизацию двигателя	20%
7) „ „ остальных частей	10%
8) стоимость бензина 1 кг	25 коп.
9) „ „ масла 1 кг	40 „
10) стоимость освещения (керосина, обтирочных материалов по отношению к стоимости бензина)	10%
11) оплата гаража для стоянки из расчета потребной площади 25 м ² при стоимости 1 м ² 8 руб. в год	200 руб.
12) содержание шофера	4 000 „
13) стоимость прозодежды	120 „
14) число дней фактической работы в год	300 дней
15) число часов фактической работы в сутки	12 час.
16) средняя скорость работы	7,5 км/час
17) расход бензина на км	0,30 кг
18) расход масла на км	0,075 „

Стоимость подачи вагонов на промышленных подъездных путях нормальной колеи маневровым паровозом и мотовозом в зависимости от числа подач вагонов в сутки было обследовано инж. Печковским ¹⁾. В результате обследования выяснилось, что экономичность эксплуатации мотовозов увеличивается с интенсивностью их использования; например, при 8 подачах в сутки стоимость подачи при мотовозной тяге почти в 4 раза дешевле, чем при паровозной тяге.

Если обратиться к зарубежной практике, то по данным инженера Липец, консультанта фирмы American Locomotive Co (см. журнал „Railway Age“ № 15 за октябрь 1935 г.), общая стоимость работы паровоза-час составляет 5,0 долларов (включая оплату бригады, стоимость топлива и смазки, ремонт, амортизационные расходы и пр.), в то время как дизель-локомотив может производить такую же работу при стоимости 3,0 доллара-час. Эти данные получены были от девяти железных дорог, эксплуатирующих дизель-локомотивы, и неоднократно проверялись.

¹⁾ Печковский, Подъездные пути, стр. 15.

Наряду с указанными достоинствами мотовозы обладают и некоторыми существенными недостатками.

1. Работа мотовозов происходит на жидком топливе, тогда как для паровоза могут быть использованы все виды топлива: твердое, включая низкие сорта в виде дров, торфа и сланцев, жидкое и пылевидное.

2. Конструкция мотовоза более сложна, чем у паровоза.

3. Двигатель мотовоза менее приспособлен к временным перегрузкам при работе мотовоза, почему приходится иметь больший запас в мощности двигателя, чем для машины паровозов при одинаковом весе.

4. При недогрузке мотовозного двигателя расход топлива увеличивается; например, удельный расход топлива для мотовозной тяги при недогрузке в 25—75% карбюраторного двигателя увеличивается на 40—90%, тогда как у паровозов увеличение расхода топлива при тех же условиях достигает 10—12%, хотя в бескомпрессорных дизелях при недогрузке двигателя до 50% увеличение расхода топлива достигает 14%, т. е. почти такого же процента как и у паровозов.

5. Срок службы мотовозов менее срока службы паровозов и может быть принят максимально от 10 до 15 лет для легких типов и до 20 лет для тяжелых. Срок службы паровоза для нормальной колеи обычно равняется 35 годам, а для узкой колеи до 25 лет.

Уменьшение срока службы мотовозов увеличивает амортизационные расходы и повышает эксплуатационные.

6. Стоимость мотовозов выше, чем стоимость паровозов, так как механизм мотовоза более сложен и должен быть выполнен более точно, чем механизм паровоза.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА ПЕРВАЯ
ТИПЫ МОТОВОЗОВ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ
МОТОВОЗЫ ЗАВОДОВ СССР

Мотовозы Калужского завода НКПС

В 1932 г. Калужский завод НКПС стал выпускать первые мотовозы мощностью 40 л. с. В том же году специальная комиссия НКПС испытывала эти мотовозы на участке Азарово-Калуга и на ст. Калуга. При испытании была поставлена задача¹⁾:

- 1) установить тепловой режим двигателя;
- 2) определить тормозные участки пути;
- 3) выявить расход горючего.

В результате испытаний установлено, что прицепная нагрузка мотовоза, указанная заводом, в условиях работы, связанной с выездами на перегон, значительно преувеличена, не отвечает требованиям нормального режима работы мотовоза и не гарантирует безопасности движения.

Сила тяги мотовоза для прицепного груза из трех вагонов на подъеме 0,010 оказалась недостаточной. Трогание с места мотовоза с прицепным грузом из двух вагонов с нагрузкой 33,6 т брутто на указанном подъеме сопровождалось горением муфты и было связано с последующей заменой ферродо на диске сцепления.

Движение на перегоне было осуществлено, но лишь на второй скорости и сопровождалось повышением температуры воды в радиаторе до 100°. Выхлопная труба мотора в пределах клапанной коробки и на протяжении отрезка выпускной трубы до глушителя большую часть пути была накалиена до красна. Имело место соскакивание со звездочек одной из цепей и самовключение реверса.

Для торможения на уклоне 0,010 от скорости $v = 26$ км/час до $v = 0$ потребовалось 110 м, причем некоторое время в процессе торможения мотовоз скользил по рельсам вследствие недостаточности сцепного веса.

Ускорение хода мотовоза имело место лишь на второй ступени скорости при движении на подъем 0,010 с прицепным грузом из

¹⁾ Журнал „Эксплуатация ж. д. НКПС“, № 11—12 за 1932 г., Крункьян.

УДУНТ
(ДИТ)

одного вагона весом брутто 15,8 т. При маневрах на ст. Калуга на горизонтальном участке мотовоз мог передвигать не более 3—4 полногрузных двухосных вагонов.

Удельное сопротивление движению мотовоза, как повозки с включенными реверсами, при трогании с места на горизонтальном участке определилось в 15 кг/т.

При опытном пробеге одиночного мотовоза установлено, что расход горючего на одну л. с./час равен 231 г.

С точки зрения удобства пользования мотовозом в процессе эксплуатации выявились следующие недостатки в его конструкции:

1) неудовлетворительная видимость водителем сигналов, вследствие несоответствия габаритных размеров мотовоза по ширине нормальным вагонам;

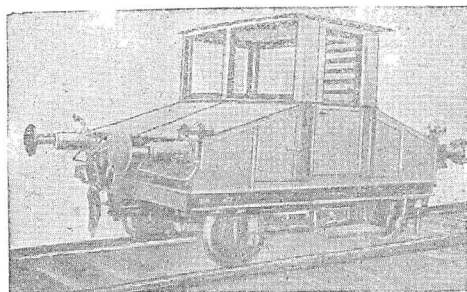
2) звуковые сигналы заглушаются пуском реверса;

3) подножка имеется только с одной стороны мотовоза;

4) общий вес мотовоза недостаточен, что связано с буксованием при торможении;

5) огнеопасность и дороговизна потребного для мотовоза горючего (бензина);

6) затруднительность правильного использования мотовоза данной конструкции на станциях с большой маневровой работой при недостаточности путей и пр.



Фиг. 1.

Несмотря на ряд недостатков в работе и в конструкции, результаты эксплуатации еще раз доказали целесообразность применения мотовозов в маневровой работе, как о том было упомянуто выше.

Выпускаемые Калужским заводом НКПС мотовозы мощностью в 40 л. с. могут с успехом применяться для маневровой работы на промежуточных станциях, на заводских и подъездных путях, где объем работы не требует специального паровоза. Однако для эффективности их работы завод ввел улучшения конструкции и устранил отмеченные при опытных поездках недостатки.

Мотовоз выпуска 1932 г. приведен на фиг. 1.

В настоящее время завод выпускает несколько иного типа мотовозы с двигателем ГАЗ мощностью в 40 л. с., с двигателем ЗИС-3 мощностью 60 л. с. и с двигателем ЗИС-5 мощностью 73 л. с.

1. Мотовоз Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью в 40 л. с.

С 1931 г. по 1934 г. мотовозов этого типа выпущено 386 шт.

Тип двигателя — двигатель Форд А, четырехцилиндровый, четырехтактный, развивающий 40 л. с. при 2200 об/мин. Диаметр цилиндров 98,4 мм. Ход поршня 107,9 мм. Порядок зажигания смеси в цилиндрах 1—2—4—3. Сжатие смеси доведено до 4,36 ат.

УДК 621.1
(ДПТ)

Тип отливки блока — моноблок со съемной головкой типа Рикардо.

Поршни — алюминиевые двигателя Форд. Длина поршня 92 мм, вес 507 г.

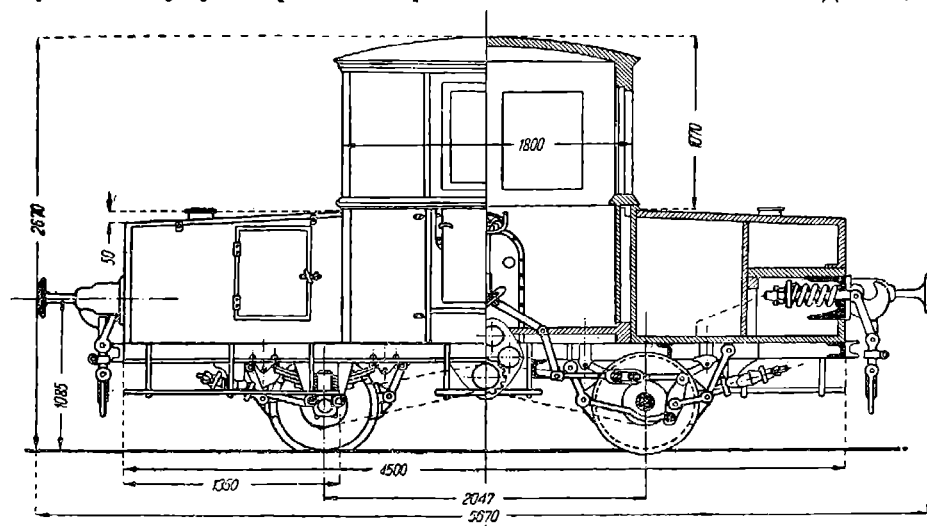
Распределительный механизм — один распределительный вал в правой части картера. Клапаны нижние, односторонние.

Бензиновый бак — расположен в будке водителя и балластном ящике; подача горючего происходит самотеком; запас горючего 80 кг.

Карбюратор — типа „Форд Зенит“; диаметр горловины 25,4 мм.

Зажигание — от батареи аккумуляторов (6 в, 80 а-ч).

Освещение — электрическое. Источником энергии на стоянках служит аккумуляторная батарея из последовательно соединенных



Фиг. 2.

3 элемента в 11 пластин, емкостью 80 а-ч. Нормальным напряжением считается 2,2 в. Мотовоз имеет 4 формы и внутренний плафон.

Смазка — комбинация насоса, разбрызгивания и самотека. Запас масла в моторе равен 4,75 л.

Охлаждение — путем циркуляции воды в водяной рубашке, окружающей цилиндр, камеру сгорания и клапанную коробку. Система циркуляции Форда термосифонная, с ускорением при помощи центробежного водяного насоса, установленного впереди головки цилиндра. Емкость радиатора 11,5 л.

Сцепление — однодисковое, сухое.

Коробка скоростей — двухходовая при посредстве скользящих шестерен; имеет три скорости.

Передача — реверсивная коробка для изменения направления движения мотовоза; в ней же помещен зубчатый редуктор для понижения числа оборотов. Передаточное число 1:3. Передача цепная посредством двух роликовых цепей на две оси.

Тормоза — ручные, действующие на четыре колеса посредством чугунных колодок без башмаков с двухсторонним нажатием. Число колодок восемь.

Колеса — чугунные „Грифина“ диаметром 600 мм.

Рама — сварная из швеллерного железа.

Кузов — закрытый.

Габаритные размеры — расстояние между крайними точками сцепных приборов 5670 мм. Ширина между подножками 2675 мм. Высота от головки рельса 2670 мм. Колесная база 2047 мм.

Вес мотовоза — в порожнем состоянии 4080 кг, в рабочем и груженом — 8 т.

Колея — 1524 мм.

Горючее — бензин. Расход его 10 кг/час.

Продольный разрез мотовоза приведен на фиг. 2.

Тяговая характеристика мотовоза указана в табл. 1.

ТАБЛИЦА 1

Передача	Максимальная скорость в км/час	Тяговое усилие на крюке в кг	Передвигаемый груз в т при удельном сопротивлении в 5 кг/т на подъемах в тысячных долях						
			0	5	10	15	20	25	30
1	10	1000	200	97	62	45	35	28	23
2	18	560	112	53	35	23	17	14	10
3	31,5	360	70	32	19	13	9	7	5

2. Мотовоз Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью в 60 л. с. (66 л. с.).

Кроме 40-сильного мотовоза Калужский завод в 1933 г. стал выпускать 60 (66) сильные мотовозы с мотором ЗИС-3. Общий вид мотовоза приведен на фиг. 3. В 1933 и 34 г. их выпущено свыше 240 шт. Дальнейший выпуск их не предполагается.

Двигатель завода АМО-3 установлен на шасси на трех точках. Тип двигателя четырехтактный, число цилиндров 6 с диаметром в 95,25 мм, ход поршня 114,3 мм. Литраж двигателя 4,88 л; максимальное число об/мин 2400. Нормальная мощность двигателя 60 л. с. при 2000 об/мин. Максимальная мощность 67 л. с. Степень сжатия 4,7 ат.

Тип отливки блока — моноблок, отлитый вместе с верхним картером, со съемной головкой.

Поршни — чугунные.

Распределительный механизм — один распределительный валик в правой части картера. Клапаны нижние, односторонние. Материал распределительных шестерен: шестерня коленчатого вала стальная, промежуточного вала — чугунная, кулачкового вала — также чугунная; водяной насос и динамо — стальные.

Бензиновый бак — расположен в балластном ящике; емкость бака 129 л; подача горючего самотеком.

Карбюратор — вертикальный типа Зенит с диаметром горловины 42 мм.

Зажигание — система от бабины через предваритель и распределитель с проводом от валика водяного насоса; батарейная система действует от аккумуляторной батареи в 6 в типа 3 СТА VII, изготовленной Госаккумуляторным трестом; емкость батареи 105 а-ч. Запальные свечи 22,22 мм.

Освещение — электрическое; две передние фары, две задние и внутренний плафон. Основным источником тока для всей системы является аккумуляторная батарея, которая подзаряжается во время работы двигателя динамомашинной, укрепленной на двигателе.

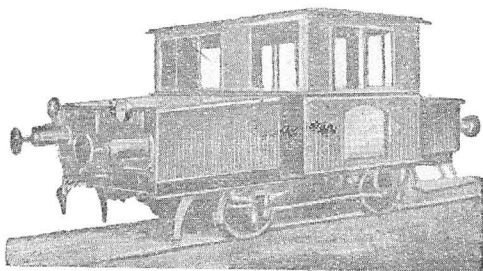
Смазка — под давлением с помощью шестеренчатого насоса. Емкость смазочной системы 7 л.

Охлаждение — водяное с принудительной циркуляцией воды от центробежного насоса. Четырехлопастный вентилятор с приводом при помощи резинового ремня от валика водяного насоса. Емкость системы охлаждения около 25 л.

Сцепление — двухдисковое, сухое.

Коробка скоростей — четырехскоростная, трехходовая; передаточные числа:

I скорость	. 5,35:1
II "	. 2,84:1
III "	. 1,76:1
IV "	. 1,00:1
Задний ход	. 6,25:1



Фиг. 3.

Передача — реверс. Реверсивная коробка литая, чугунная. Передаточное число коробки реверса 12:22. Общее передаточное отношение от мотора к колесам: 1-я ступень 50; 2-я 26,6; 3-я 1,65; 4-я 9,35; задний ход 54,59. Концы всех четырех валов реверса вращаются на шариковых подшипниках. Передача к колесам цепная на две оси.

Тормоза — ручные, двухсторонние на все 4 колеса. Колодки чугунные.

Колеса — тип „Грифина“ по типу вагонных осей с диаметром шейки 85 мм, длиной 170 мм и под ступичной частью 120 мм. Диаметр по кругу катания 600 мм; осевые буксы литые, чугунные с отъемной крышкой. Рессоры продольные скользящего типа — одинарные. Рама швеллерная, сварная.

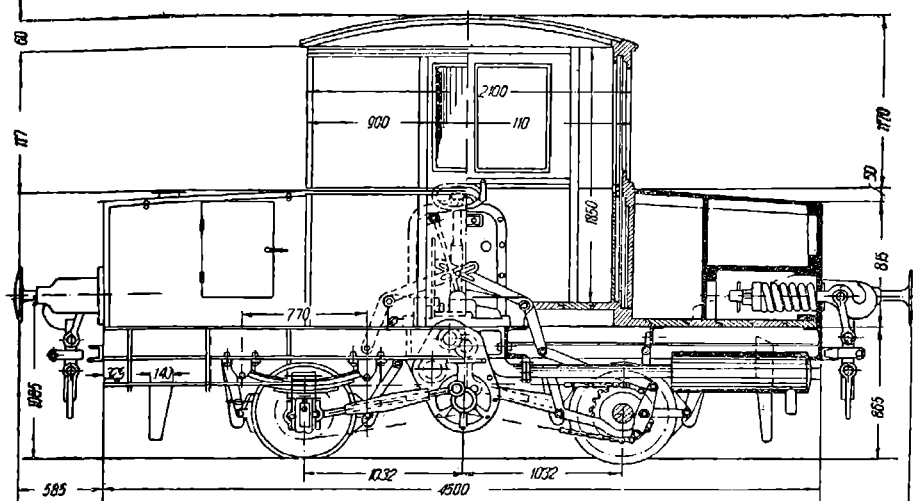
Габаритные размеры — полная длина от буфера до буфера 5 670 мм; длина кузова 4 500 и высота кузова 2 900 мм, ширина кузова 3 000 мм, ширина полная 3 225 мм. База колес 2 064 мм.

Вес мотовоза — в порожнем состоянии 6 т, в груженом 14 т. Колея — 1 524 мм.

Горючее — бензин. Расход 15 кг/час.

Остальное оборудование мотовоза: электрический сигнал, стартер-динамо, аккумулятор, амперметр, масляный контролер и инструмент.

На фиг. 4 приведен продольный разрез мотовоза мощностью 60 в. л. с.



Фиг. 4.

ТАБЛИЦА 2

Ступени скорости	Скорость в км/час	Касательная сила тяги в кг	Передвигаемый груз в т при подъеме в тысячных долях		
			0	5	10
1	5	2700	366	270	180
2	9,4	1439	285	127	116
3	15,2	890	85	87	70
4	27	500	85	82	38

ТАБЛИЦА 3

Ступени передач	Скорости в км/час	Нагрузка в т	Касательная сила тяги в кг		Передвигаемый груз в кг			
			в кг		при подъеме 0		при подъеме 0,010	
			по данным завода	по испытанию	по данным завода	по испытанию	по данным завода	по испытанию
1	5	около 4	2700	2445	366	285	180	153
2	9,4	в средн. 7,3	1439	1400	285	240	115	113
3	15,2	—	890	—	—	—	70	—
4	27	11,5—13	900	—	—	—	38	—

НБ
УДУРНТ
(ДИПТ)

Тяговая характеристика мотовоза указана в табл. 2 по данным завода.

Этот мотовоз также испытывался специальной комиссией НКПС на перегоне Калуга-Азарово протяжением 7,8 км, где преобладают затяжные подъемы 0,010 с кривыми радиуса $R=620$ и 972 м, а также на перегоне Калуга-Алексинское протяжением 69,5 км и на ст. Калуга. На перегонке Калуга-Азарово было сделано семь поездов с разным прицепным грузом, а именно 45; 153; 24; 6; 93; 0; 53,0; 83,0 и 89 т.

В результате испытаний выяснилось, что касательная сила тяги, указанная заводом по каждой ступени в отдельности, несколько преувеличена. Опыты производились с помощью динамо-метрического вагона Западных ж. д. № 136. Данные опытов приведены в табл. 3.

Приведенные показатели силы тяги и скорости были получены в условиях напряженной работы мотора, который действовал надежно при всех проведенных опытах.

При езде на четвертой скорости на затяжных подъемах 5—10 тысячных с прицепным грузом в один нормально груженный вагон мотор быстро терял обороты, следовательно, при определении времени прохождения затяжных подъемов мотовозом нельзя вести расчет по четвертой скорости. На перегонах четвертая скорость может включаться при езде по малым уклонам или на площадках с малым прицепным грузом.

Несовпадение расчетных сил тяги с полученными на опыте следует отнести, по мнению комиссии, главным образом за счет большой затраты мощности мотора на преодоление сопротивлений в отдельных элементах мотовоза. При помощи переносного динамометра Калужского завода комиссией были определены следующие удельные сопротивления мотовоза.

1. Сопротивление со снятой цепью:
 - а) при трогании с места 21—24 кг/т;
 - б) при установившемся движении 3,4—5,2 кг/т.
2. Сопротивление с надетой цепью и включенным реверсом:
 - а) при трогании с места 27—34 кг/т;
 - б) в среднем — 31 кг/т;
 - в) при установившемся движении в среднем — 17 кг/т.
3. Сопротивление с надетой цепью и включенным реверсом:
 - а) при трогании с места 27 кг/т;
 - б) при установившемся движении 14 кг/т.

Эти цифры показывают на несколько повышенное сопротивление в ходовых частях и передаче мотовоза.

Мощность на крюке при испытании мотовоза получилась в пределах 32—34 л. с.; дает к. п. д. установленной отнесенной к крюку, равным 43,1—56,6%, т. е. др. крюка мотовоза теряется 46,7—47,4% мощности мотора.

К. п. д. переднего колеса отнесенной к обоим колесам, колеблется в пределах 0,60—0,63.

К. п. д. реверса цепи и букс равен 0,71—0,78.

Для ориентировочного определения расхода горючего на час работы мотовоза была сделана поездка на перегоне Калуга-Алексинское

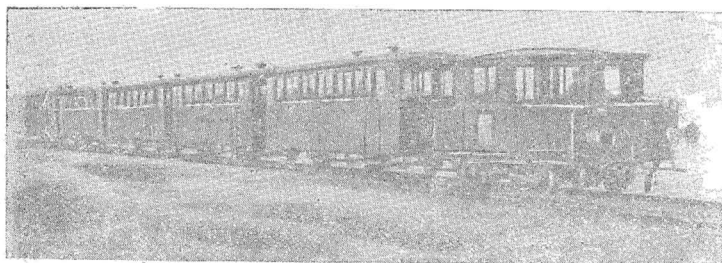
с прицепным грузом в 89 т, состоящим из классного четырех осного вагона, одного товарного груженого и одного порожнего и обратно на перегоне Алексино-Калуга с одним вагоном весом в 45 т.

В первом случае расстояния в 70,5 км было покрыто в 3 ч. 50 м. и сожжено 60 кг горючего, причем расход горючего выразился 0,85 кг/км.

ТАБЛИЦА 4

	Подъемы в тысячных долях											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Прицепной груз в т	287	255	230	209	191	177	164	153	143	135	128	121

При обратном пробеге было сожжено 57 кг горючего, что дает примерно один и тот же показатель удельного расхода горючего, хотя прицепной груз был лишь 45 т. Перерасход горючего в этом



Фиг. 5.

случае следует отнести за счет ненормальной работы мотора из-за обрыва ремня вентилятора, что и вызвало перегрев двигателя и перерасход горючего.

На основании результатов испытаний комиссия рекомендует следующие весовые нормы прицепного груза для этого типа мотовоза, в зависимости от величины руководящих подъемов на перегоне (табл. 4).

Прицепной груз для производства маневров на станционных путях возможно установить как максимум в 285 т при скорости 8 км/час.

Калужским заводом этот же мотовоз приспособлен для езды с местными пассажирскими поездами. Обращение поездов организуется на перегоне Сухиничи-Козельск. Поезд состоит из специальных двухосных вагонов, изготовляемых тем же Калужским заводом. Вместимость вагона 40 человек (фиг. 5).

Чтобы достичь больших скоростей, необходимых при движении пассажирского поезда, в реверсе мотовоза установлена еще одна передача, благодаря которой скорости получают следующие:

I передача	8 км/мин.
II	. 15 "
III	. 25 "
IV	. 44 "

3. Мотовоз Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью в 73 л. с. (75 л. с.).

Мотовозов этого типа с 1933 г. по 1935 г. выпущено 1481 шт. В 1936 г. предполагается выпустить — 800 шт.

Двигатель — Завода им. Сталина (ЗИС-5). Тип двигателя четырехтактный: число цилиндров 6; диаметр цилиндров 101,6 мм; ход поршня 114,3 мм; литраж 5,5; максимальное число об/мин 2400. Нормальная мощность двигателя 73 л. с. при 2200 об/мин, максимальная мощность 75 л. с.

Карбюратор Зенит.

Зажигание батарейное.

Свечи 7/8"

Динамо 6 в.

Пуск ручной и электрический.

Охлаждение водяное с принудительной циркуляцией.

Сцепление двухдисковое, сухое.

Колея 1524 мм.

Число осей 2.

Диаметр колес 860 мм.

Общая база 2060 мм.

Жесткая база 2060 мм.

Конструктивный вес 8000 кг.

Сцепной вес (с балластом) 12000 кг.

Сила тяги 2400 кг.

Максимальная скорость 40 км/час.

скорость на 1 передаче .	6 25 км/час
2	10,9
3	. 22,3
4	40

Передаточные отношения

на первой скорости	1:6,6;
второй	1:3,74;
„ третьей	1:1,84;
„ четвертой	1:1;
„ задний ход	. 1:7,63.

Реверсивная коробка — постройки Калужского завода, переда- точное отношение 1:5,1; передача на оси цепная, с передачей 1:1,83

Габаритные размеры

высота	2900 мм
ширина кузова .	3900
длина	5670
полная ширина	2223

Рама сварная из швеллерного железа № 18—24, соединена электросваркой и усилена накладками из листового железа.

Упряжный прибор по типу нормального ж.-д. с максимально допустимым усилием в 8 т.

Оси из стали:

диаметр шеек	. 85 мм;
длина	170 мм.

Колеса чугунные, литые Грифина. Профиль бандажа нормальный с суженным ободом.

Буксы чугунные, литые, с подшипниками, залитыми бабитом.

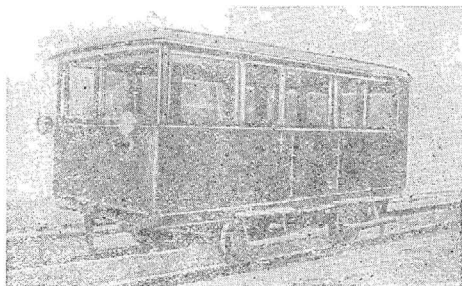
Рессоры полуэллиптические, скользящие из желобчатой рессорной стали.

Тормоза ручные, на ободе по 4 колодки на каждую ось. Колодки чугунные, литые. Максимальная сила торможения 70% от веса мотовоза.

4. Дрезины Калужского завода НКПС широкой колеи мощностью в 40, 12 и 5 л. с.

Кроме мотовозов, Калужским заводом изготавливаются дрезины для колеи шириной 1524 мм.

Участковая автодрезина типа УА имеет крытый кузов на 10 человек; двигатель форд марки А в 40 л. с.



Фиг. 6.

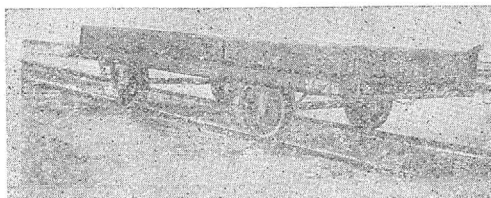
Предельная скорость 50 км/час; тара — 3850 кг; прицепной груз 7500 кг; запас горючего 123,5 л.

Скоростей три в каждую сторону. Расход горючего на 100 км 16—20 кг. Тяговое усилие 470 кг.

Колесная база дрезины 2048 мм. Колеса тормоза и прочее оборудование такое же, как и у мотовоза. Общий вид дрезины приведен на фиг. 6.

К этой дрезине возможно прицеплять специальные платформы. Размеры платформ прицеп типа Уп следующие:

длина наружная	. 5000 мм
ширина наружная	. 1945 .
длина внутренняя	. 4900 .
ширина внутренняя	. 1845 .
площадь пола	. 9,04 м ²
высота бортов прицепа	. 230 мм
база	. 2570 .
тара	. 1,9 т
подъемная сила	. 5 т



Фиг. 7.

На фиг. 7 можно видеть общий вид платформы.

Мотодрезина типа СВ съемная. Открытая без кузова вместимостью 6 человек; мотор МАГ 12 л. с.; предельная скорость 60 км/час в каждую сторону.

УДБ
(ДПТ)

Мотодрезина типа СК съёмная. Открытая без кузова вместимостью 3 человека; мотор ДКВ л. с.; предельная скорость на горизонтальной 50 км/час, вес 1355 кг.

Б. Тяжелые маневровые мотовозы Калужского завода НКПС с двигателем дизеля для широкой колеи

Обычно в тепловозах передача от мотора Дизеля к ведущим колесам употребляется электрическая, так как она представляет наибольшую свободу в конструкции передачи и ходовых частей, зато обходится дороже и понижает к. п. д. передачи двигателя.

На основе исследований и опытов, проведенных проф. Ломоносовым в 1920—1925 гг., Научно-технический комитет постановил, что электрическая передача в тепловозах и мотовозах с мощностью ниже 325 л. с. не должна применяться, как наименее экономичная при эксплуатации двигателей. Следствием этого при заказе заводу Круппа маневрового мотовоза с двигателем Дизеля мощностью 300 л. с. было предъявлено требование оборудовать мотовоз с механической передачей. Мотовоз этот с успехом работает на наших ж. д. в Туркестане.

Мотовоз завода Круппа имеет следующую характеристику ¹

тип двигателя	М. А. Н.
число цилиндров	6 мм
диаметр цилиндров .	220 "
ход поршня	320 "
нормальное число оборотов .	700 в мин.
нормальная мощность	300 л. с.
максимальное число оборотов .	850 в мин.
максимальная мощность .	300 л. с.
число передач скорости	4
скорость на I ступени	7 км/час
" " II	. 11,99 "
" " III	. 21,33 "
" " IV	. 36,54 "

Максимальная скорость при 850 об/мин	— 44,28 км/час.
Максимальное тяговое усилие	— 9 000 кг.
Вес в нерабочем состоянии	— 36,6 т.
Вес в рабочем состоянии	— 38,35 т.
Колесная база — 3 200 мм. Диаметр колес	— 1 220 мм.
Ширина колеи	— 1 524 мм.

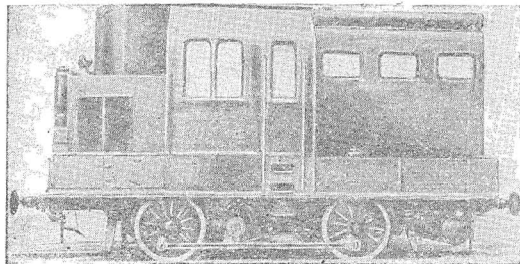
Запуск двигателя производится электрическим мотором. Батарея в 120 в производительностью 120 а дает ток, необходимый для запуска двигателя, для освещения и для двух масляных насосов, приводящихся в действие при помощи электричества. Батарея заряжается от генератора в 56 квт. Охлаждение двигателя — водяное с принудительной циркуляцией воды. Насос для охлаждающей воды и воздушный компрессор для тормоза приводится в действие при помощи двигателя. Вентилятор для охлаждения радиатора приводится в движение от коробки скоростей.

¹ Diesel Railway Fraction, февраль 1934 г. № 2.

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

Скорости вращения вентилятора могут регулироваться в соответствии с температурой наружного воздуха. Будка и машинное отделение могут отапливаться посредством газового котла, установленного на мотовозе. Топливом для котла служат дрова или нефть. Перемена скоростей осуществляется при посредстве включения и выключения дисковых муфт, которые управляются сжатым воздухом посредством особого крана из будки машиниста.

Чтобы не прерывать тягового усилия при переходе с одной скорости на другую, муфты включаются таким образом, что последующая начинает приходиться в зацепление несколько раньше полного выключения предыдущей. Тяговое усилие на колеса мотовоза передается от поперечного вала с кривошипами на дышла.



Фиг. 8.

Кривошипы расположены внутри дышел. Общий вид мотовоза завода Крупа можно видеть на фиг. 8.

По образцу Круповского мотовоза в настоящее время Калужским заводом строятся тяжелые маневровые мотовозы мощностью в 300 л. с.

Специальных трехосных мотовозов с мотором Дизеля в 300 л. с. со сцепным весом до 40 т, предназначенных для маневровых работ на сортировочных станциях, запроектировано два типа. Второй тип с тремя вариантами.

Первый тип 0-3-0 с отбойным валом между первым и вторым колесами; двигатель двухтактный; диаметр цилиндров 220 мм; ход поршня 280 мм; число цилиндров шесть, седьмой цилиндр — продувочный насос; нормальное число оборотов вала 630 в мин. (длительное); максимальное число оборотов 720 в мин. (кратковременное). Мощность 300 л. с. при перегрузке может быть повышена на 20%.

Второй тип (1 вариант) с центробежной гидромуфтой системы проф. Гаккеля.

(2 вариант) с электромагнитной муфтой по типу тепловоза Э-М X-3.

(3 вариант) с муфтой масляно-зубчатой. Скоростные муфты во всех вариантах кулачного типа с электрической синхронизацией. Включение муфт производится под давлением воздуха.

6. Мотовозы Калужского завода НКПС с двигателем ЗИС-3 и ГАЗ для колеи в 750 мм

С 1933 г. по 1935 г. спроектировано и построено 476 мотовозов с двигателем ГАЗ мощностью 40 л. с., из них 100 шт. для Сахаротреста, а также строятся еще мотовозы с двигателем ЗИС-3 и

УДК 621.5
(ДПТ)

ЗИС-5. С 1934 г. по 1935 г. мотовозов колеи 750 мм типа 0—2+
+2—0 с двигателем ЗИС-5 выпущено 179 шт. Характеристики
этих мотовозов приведены в табл. 5, 6 и 7, 10.

ТАБЛИЦА 5

	Мотовоз с двига- телем ЗИС-3	Мотовоз с двига- телем ГАЗ
Двигатель мощностью	60 л. с.	40 л. с.
Передаточные числа коробки скоростей	{ I ступень	6,4
	{ II "	3,09
	{ III "	1,69
	{ IV "	1
Передаточные числа реверс-редуктора	{ I ступень	7,05
	{ II "	3,0
Передача к колесам	цепная	цепная
Передаточное число цепной передачи	1,83	2,2
Запас горючего	неизвестен	83 л.
Средний расход горючего в кг/час	15	10
Колеса	Грифина	Графина
Диаметр колес	850 мм	600 мм
Максимальные скорости в час	27 км	38 км
Сцепной вес в т	14	8
Коэффициент сцепления принят	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$
База мотовозов	1 300	1 700
Длина между буферами	4 520	4 600
Ширина кузова	2 000	1 985
Высота кузова от головки рельса	3 100	2 550
„ сцепных приборов переменная	300, 385, 407, 555 640	385, 515, 600
Минимальный радиус кривых	неизвестен	50 м
Тормоза	односторонние,	двухсторонние,
Топливо	ручн.	ручн.
Рессоры	бензин	бензин
	плоские	плоские
Освещение электрическое	{ фазы вперед	нет
	{ " назад	нет
	{ внутренние	1
Пуск двигателя	стартером	стартером
Дата и количество выпущенных машин	Строится 1-й экз.	Спроектиров. и по- строен в количестве 100 шт. для Сахаро- треста в 1933 г.
Осевая формула	0-2-0	0-2-0

Оба мотовоза снабжены реверсом, с одинаковым передаточным числом, как вперед,
так и назад

УДАЛИТЬ
(ДИПТ)

ТАБЛИЦА 6

Тяговая характеристика мотовоза с двигателем ЗИС-3

Ступень коробки скоростей	Скорость <i>км/час</i>	Касательная сила тяги в <i>т</i>	Прицепной груз в <i>т</i> на уклонах в тысячных долях		
			0	5	10
1	5	2 255	226	206	140
2	9,5	1 190	199	109	74
3	15,7	720	120	65	45
4	27	420	70	38	26

при $W_0 = 6 \text{ кг/т}$; $W_0 = 10 \text{ кг/т}$

ТАБЛИЦА 7

Тяговая характеристика мотовоза с двигателем ГАЗ

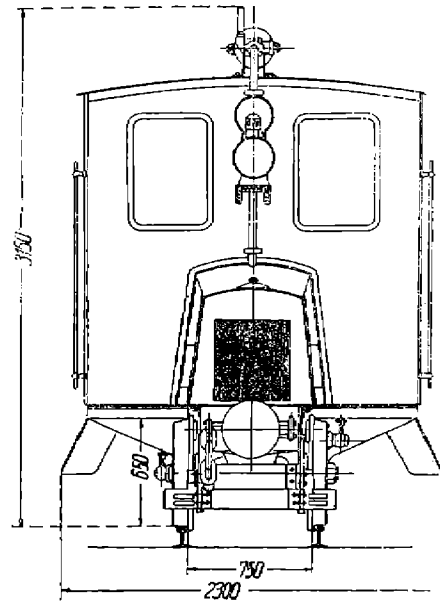
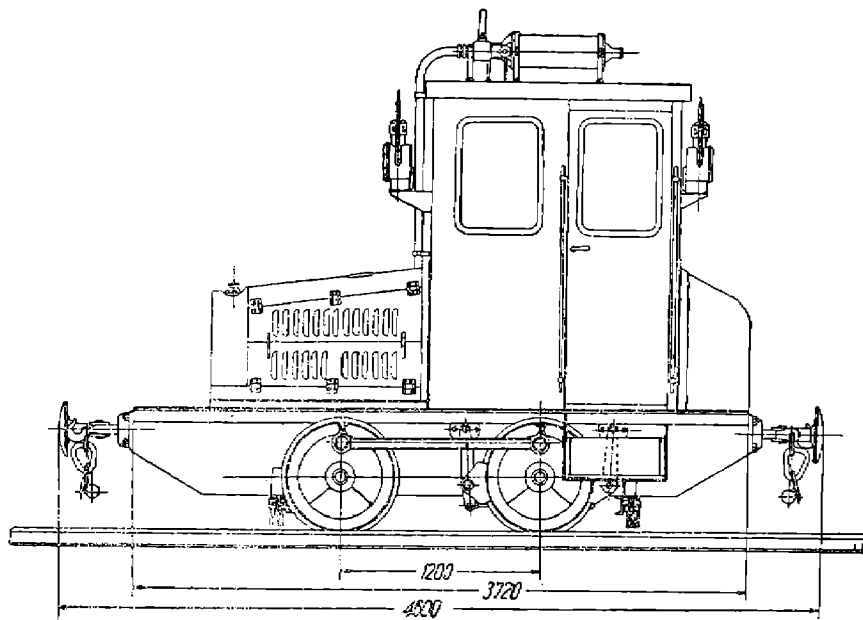
Реверс	Ступени скоростей	Скорость в <i>км/час</i>	Касательная сила тяги в <i>кг</i>	Прицепной груз в <i>т</i> на уклонах в тысячных долях			
				0	5	10	20
I	1	2,5	1 500	180	105	75	45
	2	5,2	1 500	180	105	75	45
	3	9,6	786	90	50	35	20
	4	16,5	458	50	30	—	—
II	1	5,9	1 280	150	90	65	40
	2	12,1	525	70	40	30	15
	3	22,0	344	35	20	—	—
	4	38,0	199	20	10	—	—

Мотовозы завода „Красный путиловец“

Кроме Калужского завода, мотовозы изготовлялись в Ленинграде заводом „Красный путиловец“ как для ширины колеи 1 524 мм, так и для 750 и 600 мм. Эти мотовозы могут применяться только на легких путях в строительной промышленности; для других отраслей промышленности они мало пригодны, так как имеют двигатель малой мощности 20 л. с.; в настоящее время производство их прекращено.

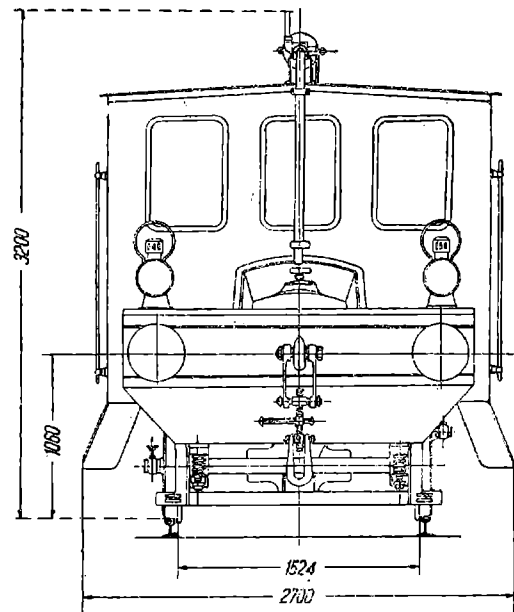
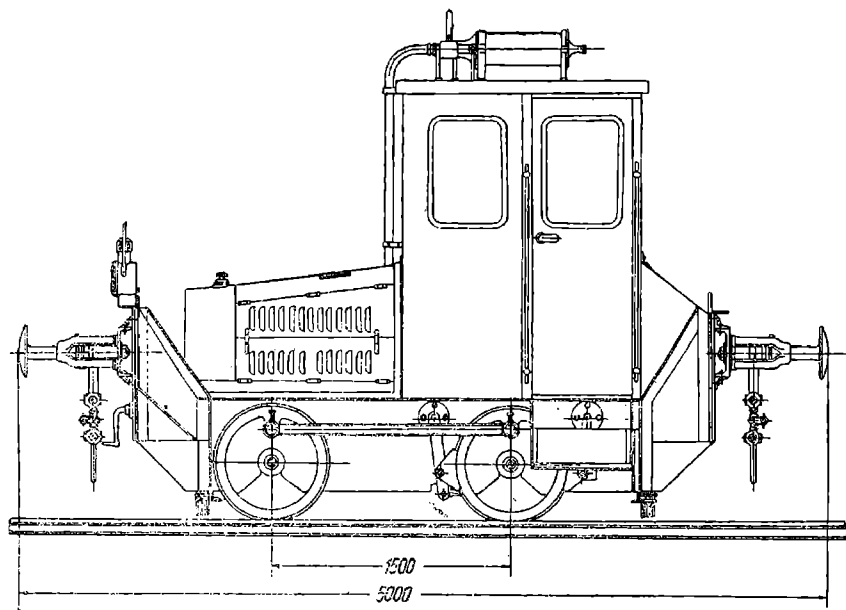
Мотовоз для ширины колеи 1 524 мм имеет вес 6 т. Двигатель Фордзон мощностью 20 л. с. Полная длина мотовоза 5 000 мм. Полная ширина 2 200 мм. Полная высота 2 720 мм. Расстояние осей 1 500 мм. Диаметр колес 650 мм.

Скорости в обе стороны: I—2,45, II—4,3, III—11,5 км/час. Тормоза—один на колесах, другой на передаточном механизме. Общий вид мотовозов колеи 1 524 и 750 мм приведен на фиг. 9а и 9б.



Фиг. 9а.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)



Фиг. 96.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Для ширины колеи 1524 и 750 мм характеристики мотовоза указаны в табл. 10.

Двигатель четырехцилиндровый (Фордзон 20 л. с.). Диаметр цилиндров 102 мм; ход поршня 127 мм, нормальное число оборотов — 1000 в мин. Передача червячная 1:11. Расход керосина 350 г на 1 л. с./час. Вес 6 т для колеи в 750 и 1524 мм и 4 т для колеи в 600 мм. Бак емкостью 75 кг.

Мотовоз Одесского завода „Январского Восстания“

1. Мотовоз в 30 л. с.

Мотовозов этого типа в 1934 г. выпущено 444 шт. и 1935 г. за 8 месяцев 269 шт. Ожидаемый выпуск в 1935 г. 550 шт.

Мотовоз изготавливается Одесским заводом для ширины колеи 750 мм с мотором 15/30 СТЗ мощностью 30 л. с.

Основные размеры мотовоза следующие (табл. 8):

ТАБЛИЦА 8

Основные размеры в мм	С буферами Коломенского з-да	С буферами конструкции НАТИ
Длина мотовоза от крайних точек буферов	4 500	3 955
Длина рамы	3 700	3 200
База мотовоза	1 280	1 350
Ширина кабины	1 700	1 700
„ рамы	1 075	1 075
Высота над уровнем рельс	2 685	2 685
Диаметр колес .	600	600

Скорости и сила тяги

Скорость на I ступени	4,5 км/час.	Сила тяги на крюке .	1 260 кг
„ II	5,8 „	„	1 040 „
„ III	9,5 „	„	600 „

Мотовоз двухосный с давлением на ось по 3 т.

Поперечный разрез и горизонтальная проекция приведены на фиг. 10.

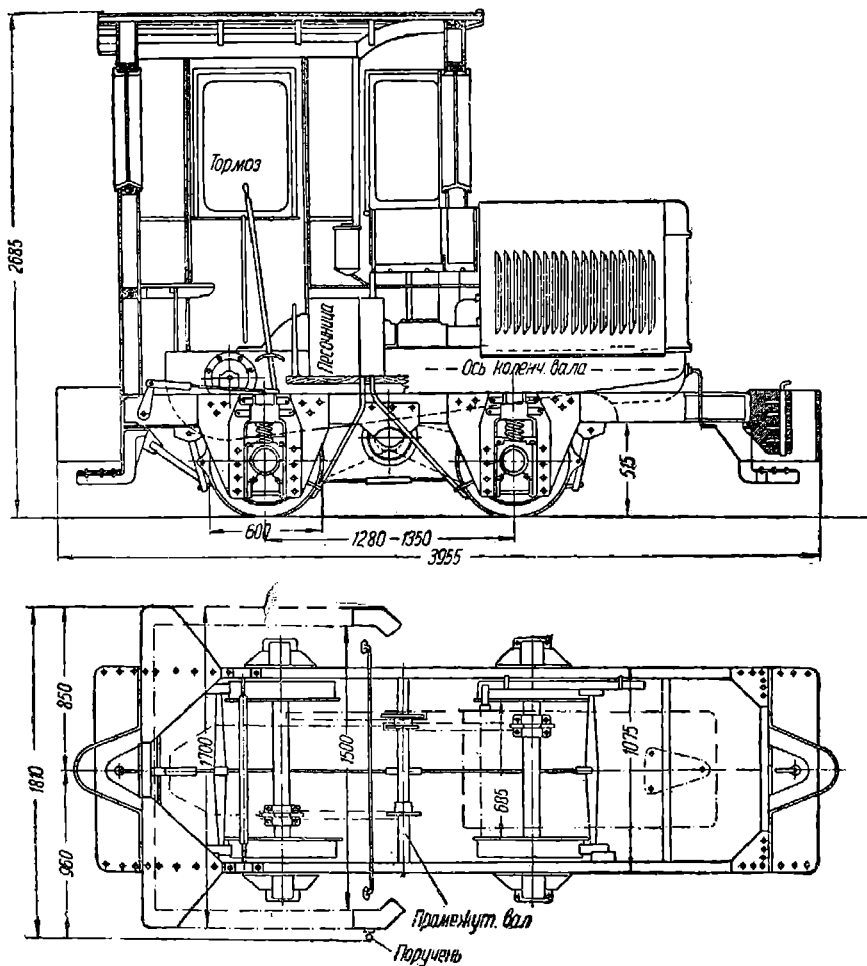
Сцепной вес мотовоза, равный 6 000 кг, состоит из 4 000 кг веса самой конструкции мотовоза и 2 000 кг балласта, который состоит из бетона под сиденьем водителя и чугунных болванок, помещаемых между полками швеллеров рамы.

Для улучшения эксплуатационных качеств мотовоза дополнительно разработан проект снабжения мотовоза четвертой скоростью $v = 13,5$ км/час, устанавливаемый в обычной тракторной коробке скоростей на месте ненужного при наличии реверса заднего хода.

Для устройства реверсивного механизма использован вал промежуточной передачи трактора с его коническими шестернями. Перемена направления движения мотовоза достигается перемещением кулачковой муфты, скользящей по шлицам промежуточного

вала и сцепляющегося с коническими шестернями, свободно вращающимися на том же валу и получающими движение от коробки скоростей.

Вследствие такого устройства реверса и во избежание изготовления нового картера для коробки скоростей была взята целиком вся литая рама трактора, несущая на себе мотор, радиатор, сцеп-



Фиг. 10.

пление, коробку скоростей, реверс и топливный бак (шестерни дифференциала, как ненужные, изъяты).

Литая рама трактора подвешивается в трех точках к клепанной из швеллерного железа раме мотовоза. Передача к ведущим колесам осуществляется цепями Галля.

С промежуточного вала трактора движение одной цепью передается к дополнительному контроприводному валу, укрепленному к клепанной раме посредине между скатами, а от этого вала двумя цепями крутящий момент передается на оба ската.

УДСТ
(ДИТ)

Подвеска рамы к скатам запроектирована со спиральными пружинами.

Буксы—на шариковых подшипниках. Для натяжения цепей направляющие буксовых лап могут перемещаться. Колеса стальные, литые нормального ж.-д. типа, для узкой колеи.

Тормоза колодочные, ж. д. типа, ручные на все колеса.

Сцепной прибор запроектирован по типу Коломенского завода.

Буфер отсутствует и заменен специальным выгнутым листом. Высота сцепки переменна от 400 до 650 мм. Предварительные испытания опытных образцов показали удовлетворительные качества мотовоза, и заводом в 1936 г. намечен выпуск в количестве до 500 шт.

2. Мотовоз в 60 л. с.

На Одесском заводе изготавливается трехосный мотовоз с двигателем ЧТЗ—60 л. с. для колеи в 750 мм, спроектированный Локмотивопроект (ЦЛПБ) в Коломне. Мотовоз предназначен для промышленных путей.

Основные размеры мотовоза следующие:

Длина мотовоза между буферами	5 090 мм
База мотовоза	1 750 "
Ширина мотовоза между буферами	2 000 "
Высота	3 000 "
Длина будки	1 753 "
Диаметр колес	750 "
Полный вес мотовоза с балластом	16 т
Рабочий	12 "
Вес балластных ящиков	4 "
Нагрузка на ось	4—5,33 т
Двигатель ЧТЗ нефтяной, карбюраторный, четырехтактный, четырехцилиндровый с числом оборотов вала	650 об/мин.
Мощность двигателя нормальная	60 л. с.
" " максимальная	73,5 л. с.
Емкость системы охлаждения	60,5 л
" топливного бака	412 "
" бензинового бака	30 "
Удельный расход топлива	400 г на л. с./час
Коробка скоростей реверсивная, четырехступенная	

Мотовоз имеет дышловую передачу. Средняя ось имеет колеса без реборд.

ТАБЛИЦА 9
Тяговая характеристика

Ступени передач	Скорость км/час	Сила тяги кг
I	4,94	3 420
II	7,93	2 100
III	14,0	1 210
IV	22,95	740

Общая сводка данных о мотовозах заводов СССР приведена в табл. 10.

УДКУНБ
УДУНТ
(ДНТ)

ТАБЛИ
Мотовозы за

Завод	„Красный путиловец“ Ленинград				Калужский завод					
	Для подъездных путей				Маневровый			Для подь		
Число спаренных осей	0-2-0	0-2-0	0-3 0	0-4-0 ¹⁾	0-2-0	0-2-0	0-2-0	0-3-0	0-2-0	0-2-0
Колеса в мм	1 524	750	750	750	1,524	1 524	1 524	1 524	750	750
Рабочий вес в т.	6	6	6	12	8	14	12	54	14	8
Порожний вес в т	—	—	—	—	4,08	6	8	42	—	—
Жесткая база в мм	1 500	1 200	1 550	2 400	2 047	2 064	2 060	4 500	1 800	1 700
Диаметр колес в мм	650	650	650	650	600	600	850	1 220	850	600
Длина мотовоза в мм	5 000	4 600	4 840	5 350	5 670	5 670	5 670	9 200	4 520	4 600
Ширина мотовоза в мм	2 700	2 300	2 800	2 300	2 675	3 225	3 225	—	2 000	1 985
Высота мотовоза в мм	3 200	3 150	3 150	3 150	2 670	2 900	2 900	—	3 100	2 550
Тип двигателя	Фордзон				ГАЗ	АМО-3	ЗИС-5	Русск. дизель	АМО-3	ГАЗ АА
Нормальная мощность в л. с.	20	20	20	20	40	60	73	300	60	40
Нормальное число оборотов вала в мин.	1 000	1 000	1 000	1 000	2 200	2 200	2 200	650	2 200	2 200
Число цилиндров	4	4	4	4	4	6	6	6	6	4
Диаметр цилиндров в мм	102	102	102	102	98	95,25	101,6	220	95,25	98
Ход поршня в мм	127	127	127	127	108	114,3	114,3	280	114,3	108
Скорости на I ступ. в км/час	2,45	2,45	2,45	4,17	10	5	6,25	10,5	5	2,5 5,0
Скор. на II ступ. в км/час	4,30	4,30	4,70	6,45	18,3	9,4	10,9	—	9,4	5,2 12,1
Скор. на III ступ. в км/час	11,5	11,5	12,0	8,50	31,4	15,2	22,3	—	15,2	9,6 22,0
Скор. на IV ступ. в км/час	—	—	—	14,60	—	27	41,0	50	27	16,5 38,0
Скор. на V ступ. в км/час	—	—	—	22,60	—	—	—	—	—	—
Род топлива	Керосин				Бензин			Нефть		
Расход топлива в г/л. с/час	350	350	350	350	250	250	—	—	250	250
Отношение мощности двигателя в л. с. к рабочему весу в т	3,3	3,3	3,3	5,0	5,0	4,3	6,1	7,4	4,0	5,0

1) Данные по проекту.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

НКПС		Одесский завод „Январского Восстания“						Смелянский завод НК. пище-прома	
ездных путей		Для подъездных путей		Маневровый			Для подъездных путей	Маневровый	
0-2-0 750 14 —	0-2-0+0-2-0 750 8 7,5 1300	0-2-0 750 6 4	0-3-0 750 16 12	0-2-0 1524 24 —	0-3-0 1524 27 —	0-3-0 1000 20 —	0-3-0 750 19,5 —	0-3-0 750 12 10,5	
1300 850	<u>1300</u> 4620 600	1350 600	1750 750	2100 900	2300 900	2300 900	2300 750	2000 750	
5420	6720	3955	5090	7098	6848	6948	6830	4650	
2100	2015	1700	2000	3800	3665	3665	2975	2200	
3130 ЗИС-5	2970 ЗИС-5	2685 СТЗ и ХТЗ	3000 ЧТЗ	3103 СД 19/32	2960 СД 19/32	2960 СД 19/32	2060 СД 19/32	3000 ЗИС-5	
73	73	30	—	140	140	140	140	73	
2200 6	2200 6	1050 4	650 4	430 4	430 4	430 4	430 4	2200 6	
101,6 114,3	101,6 114,3	115 152	165 215	190 320	190 320	190 320	190 320	101,6 114,3	
4,05	4,05	4,5	4,94	5,9	5,9	5,9	5,9	4,7	
8,35	8,35	5,8	7,93	9,9	9,9	9,9	9,9	8,3	
14,4	14,4	9,5	14,0	15,2	15,2	15,2	15,2	16,8	
26,6	26,6	—	22,95	29,4	29,4	29,4	29,4	31	
— Бензин	—	— Керосин	—	—	— Нефть	—	—	— Бензин	
—	—	400	400	195	195	195	195	—	
5,2	—	5,5	6,12	5,8	5,2	7	7	6,1	

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

3. Мотовоз в 140 л. с.

Кроме указанных выше мотовозов Центральным локомотивным бюро разработаны 4 типа мотовоза: для колеи 1524 мм — 0-2-0 и 0-3-0; для колеи 1000 мм — 0-3-0 и для колеи 750 мм — 0-3-0.

Все эти типы имеют двигатель в 140 л. с. марки СД 19/32 Воронежского завода им. Сталина, объединения Союздизель.

Два опытных мотовоза в 140 л. с. для колеи 750 мм строятся в 1935 г. Одесским заводом „Январского Восстания“.

Характеристики и краткие описания конструкций мотовозов указаны ниже.

Мотовоз 0-2-0 колеи 1524 мм. Мотовоз предназначается для маневровой работы как в промышленных предприятиях, так и на ж.-д. транспорте.

Ходовая часть мотовоза имеет две сцепных оси с буксами и шатунный механизм. Рама состоит из двух листов толщиной в 20 мм, скрепленных между собой сварными или литыми междурамными креплениями и двумя буферными брусками, несущими на себе весь упряжный прибор.

Кузов мотовоза вагонного типа, несколько суженный в передней части, обит внутри сосновыми досками; каркас кузова сварной из профильного железа; обшивка листовая, толщиной в 1,5 мм, склепаная с каркасом. Пол мотовоза разборный из деревянных щитов, обитых линолеумом и железными планками. Каркас пола сварной и частью сборный из углового железа. Крыша мотовоза из отдельных щитков, съемная для удобства сборки и разборки агрегатов.

Мотовоз снабжен двумя тормозами—автоматическим и ручным. Тормозных цилиндров два, которые установлены на раме в задней части мотовоза.

Мотовоз снабжен песочницами, расположенными под настильными листами мотовоза. Запас песка 200 кг; песок подается сжатым воздухом.

Освещение мотовоза—электрическое, внутри плафонами, расположенными на потолке и снаружи буферными фонарями и верхним прожектором.

Двигатель СД 19/32 мощностью 140 л. с., четырехцилиндровый, двухтактный простого действия, бескомпрессорный, с продувочным насосом типа Бурмайстер и Вайн на опытной машине; на серийных машинах предположена установка продувочного насоса типа МОДА-Крупна. Производившиеся опыты над двумя опытными машинами дали расход топлива 193 г на 1 л. с./час.

Удельный вес этого двигателя ориентировочно составляет 35 кг на 1 л. с.

Запуск двигателя пневматический, уже оправдавший себя в эксплуатационной службе тепловозов, в отличие от электрического не требует аккумуляторной батареи большой емкости и специального стартера (мотора). Объем пускового баллона 120 л, давление воздуха 25 ат.

Двигатель снабжен двумя насосами, общей производительностью в 50 л на 1 л. с./час, т. е. $140 \times 50 = 7000$ или $7 \text{ м}^3/\text{час}$.

УДК 621.1
(ДПТ)

Привод от коленчатого вала двигателя.

Вода всасывается насосом из бака и идет на охлаждение рубашек цилиндров двигателя и выхлопного коллектора, после чего уходит в холодильник и сливается в бак, т. е. образует замкнутую сеть. Поршни двигателя не охлаждаются.

Шестеренчатый масляный насос для смазки двигателя получает привод через винтовые шестерни непосредственно от коленчатого вала двигателя.

Смазочное масло фильтруется, охлаждается в холодильнике и затем поступает в объекты смазки.

Продувочный насос приводится в действие от коленчатого вала двигателя через шестеренчатый привод. Специального компрессора для получения пускового воздуха двигателя не имеет, а для этого используется подкачка основными цилиндрами двигателя.

Для получения воздуха для тормоза давлением 6 ат служит установленный с приводом от коленчатого вала двигателя, выключаемый при ненадобности, двухцилиндровый компрессор Ярославского государственного тормозного завода, производительностью в 11,7 м³/час атмосферного воздуха при 138 об/мин, требующий затраты мощности в 1,53 л. с.

Распределительный вал, действующий на топливные насосы типа Бош, и распределитель пускового воздуха получает свое вращение через шестеренчатый привод от коленчатого вала двигателя.

Рама двигателя и цилиндрический блок—чугунные:

Двигатель установлен опорными фланцами картера на продольные швеллера, которые покоятся на трех поперечных междурамных креплениях.

Коробка скоростей. Коробка скоростей — четырехскоростная, имеет четыре поперечных вала с насаженными на них шестернями, роликовыми или шариковыми подшипниками и муфтами и один продольный вал для соединения с коленчатым валом двигателя.

Часть валов установлена на ролико- и шарикоподшипниках, а остальные на подшипниках скольжения (бабитовая заливка или бронзовые втулки).

В отличие от тракторных и автомобильных коробок скоростей, где шестерни сцепляются непостоянно и служат муфтами для включения той или иной скорости, в коробке скоростей мотовоза применено постоянное зацепление шестерен, при котором последние не подвергаются ударам вдоль зуба при включении отдельных скоростей, так как оно производится пневматическими муфтами.

Линейные скорости, крутящие моменты на отбойном валу и силы тяги мотовоза на различных ступенях скорости указаны (табл. 10а).

При подсчете сил тяги к. п. д. мотовоза принят равным 0,85.

Коробка скоростей установлена в трех точках: одна в передней части коробки присоединена к налитому из стали междурамному креплению, а две — опираются в местах закрепления отбойного вала в направляющих рамы соответствующими струнками.

Смазка коробки скоростей принудительная; запас ее равен 100 л. Масло из бака всасывается шестеренчатым насосом, получающим вращение от продольного вала коробки скоростей производитель-

ностью в 103 л/мин при 860 оборотах. Из насоса масло поступает в фильтр, распределитель, холодильник и в коробку скоростей, откуда сливается в бак. Трубопровод смазки коробки скоростей представляет независимую от трубопровода смазки двигателя замкнутую сеть.

ТАБЛИЦА 10а

Ступени передачи	Сила тяги на ободе колес в кг	Крутящий момент на пальце кривошипа в кг/см	Скорость в км/час
1	5 480	14 450	5,9
2	3 260	8 650	9,9
3	2 120	5 600	15,2
4	1 090	2 890	29,4

В зимнее время холодильник можно выключить с помощью трехходового крана.

Прокачка масла через трубопровод во время стоянки мотовоза производится тем же насосом при выключенном реверсе, но обязательно включенной главной фрикционной муфте между двигателем и коробкой скоростей.

Трубопровод снабжен предохранительным клапаном на случай повышения давления в трубопроводе выше допустимого, причем излишек масла сливается в бак. Обратный клапан на всасывающей трубе, оставляя ее всегда заполненной, облегчает всасывание при запуске насоса.

Водяной бак. Поскольку условия работы для мотовоза в 140 л. с. одинаковые с тепловозами, работающими на дорогах Союза, запас воды принят в 480 л, что составляет на 1 л. с. $\frac{480}{140} = 3,6$ л.

Для сравнения ниже приведены данные о запасе воды в тепловозах Союза (табл. 10б).

ТАБЛИЦА 10б

Серия и тип тепловоза	Нормальная мощность в л. с.	Запас воды в л	Запас воды на 1 л. с. в л	Примечание
Э-ЭЛ-2 1-5-1	} 1000 {	$\frac{1\ 800}{1\ 000}$ (летом)	$\frac{1,8}{1}$	Поршни двигателя охлаждаются водой
		(зимой)		
Э-МХ-3 2-5-1	} 1050 {	1 000	0,95	
О-ЭЛ-10 1-4-1		} 600 {	1 250	2,08

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

Водяной бак в мотовозе 140 л. с. помещается в передней части между рамными листами.

Топливный бак. Запас топлива, исходя из расхода 200 г на 1 л. с./час, составляет в сутки $200 \times 140 \times 24 = 672\,000 \text{ г} = 672 \text{ кг}$.

На мотовозе установлены два бака, расположенные сверху настильных листов по бокам узкой части кузова; каждый бак объемом по 500 л, что дает при двух баках всего 1 000 л или при удельном весе нефти — 0,86 — 850 кг нефти.

Имея ввиду, что использовать это количество нефти без остатка в баке невозможно, в основном нужно считать, что мотовоз может работать без набора топлива полные сутки, а при работе с простоями более суток. Последнее обстоятельство особенно важно в условиях временной работы мотовоза на маневровой работе на промежуточных станциях своего участка, где он не может пополнять свои запасы топлива.

Для сравнения приведена таблица объемных топливных баков на построенных за границей и в СССР тепловозах, которые эксплуатируются на сети Союза (табл. 10в).

ТАБЛИЦА 10в

Серия и тип тепловоза	Нормальная мощность в л. с.	Запас топлива в л	Запас топлива на 1 л. с. в л
Э-ЭЛ-2 1-5-1	} 1 000	3 400	3,4
Э-МХ-3 2-5-1			
О-ЭЛ-10 1-4-1	} 600	{ 2 440 (основн.) 220 (испомагаг.)	4,45
Мотовоз 0-2-0			
	} 140	1 000	7,15

В зимнее время производится подогрев нефти с помощью охлаждающей воды двигателя, проходящей по трубкам, проложенным внутри баков.

Масляный бак. Бак для смазочного масла двигателя емкостью около 100 л может быть установлен только как запасный и соединен с картером двигателя в месте спускного крана.

Если допускаемый уровень масла в картере обеспечивает необходимый объем масла без сильного перегрева и других неудобств, то дополнительный бачка можно не ставить.

Для сравнения запасов смазки на эксплуатируемых тепловозах приведена таблица (таблица 10г).

Для смазочного масла коробки скоростей бак установлен в задней части мотовоза вблизи коробки скоростей.

НЕ
УДАЛИТЬ
(ДИТ)

ТАБЛИЦА 10з.

Серия и тип	Нормальная мощность в л. с.	Запас смазки общий в л	Запас смазки на 1 л. с. в л
Э-ЭЛ-2 1-5-1	} 1000	1195	1,175
Э-МХ-3 2-5-1	} 1050	1175	1,12
О-ЭЛ-10 1-4-1	} 600	350	0,6

Водяной холодильник. Запас воды в мотовозе в 480 л, нагреваясь после прохождения охлаждаемых объектов, должен сам охлаждаться в специальном холодильнике, поверхность которого должна быть такой, чтобы при самых высоких температурах наружного воздуха и принятом коэффициенте теплопередачи в 55 кал с 1 м²/час на 1° не давала температуры воды по выходе из двигателя выше 80°. Исходя из приведенной ниже таблицы, поверхность водяного холодильника принята в 90 м², что составляет $\frac{90}{140} = 0,65$ м² на 1 л. с.

Для секций водяного холодильника, расположенных в передней части мотовоза по обеим сторонам кузова, предполагено использовать трубки секции холодильника трактора ЧТЗ (табл. 10д).

ТАБЛИЦА 10д

Серия и тип	Нормальная мощность в л. с.	Поверхность общая в м ²	Поверхность на 1 л. с. в м	Коэффициент теплопередачи в кал с 1 м ² /час на 1°
Э-ЭЛ-2	1000	672,5	0,67	{ 110 (до передачи) 47 (после передачи)
Э-МХ-2	1050	530	0,5	
О-ЭЛ-10	600	350	0,58	—
Э-ЭЛ (серийн.) 2-5-1	} 1050	410	0,39	55

Масляный холодильник. Поверхность масляного холодильника для охлаждения смазки двигателя должна обеспечивать нормальное охлаждение ее при принятом запасе в 200 л и коэффициенте теплопередачи 12 кал на 1 м²/час при 1°.

УДК
(ДНТ)

Поверхность масляного холодильника принята в 70 м^2 , что дает на 1 л. с. $\frac{70}{140} = 0,5 \text{ м}^2$ (табл. 10е).

ТАБЛИЦА 10е

Серия и тип	Нормальная мощность в л. с.	Поверхность общая в м^2	Поверхность на 1 л. с. в м^2
Э-ЭЛ-2 1-5-1	} 1 000	134,5	0,1345
О-МХ-3 2-5-1	} 1 050	200	0,19
О-ЭЛ-10 1-4-1	} 600	114	0,108
О-ЭЛ-7 1-4-0	} 600	114	0,108
В. М. 20—01 20—02	} 2 100	900	0,43
Э-ЭЛ (серийн.) 2-5-1	} 1 050	492	0,47

Как показывают данные эксплуатации Э-ЭЛ-2 и Э-МХ-3, поверхности масляных холодильников являются недостаточными при требованиях, предъявленных к ним (возможность работы при температуре наружного воздуха до $+50^\circ$) при полном весе поезда.

В настоящее время холодильник тепловоза Э-МХ-3 переделан на холодильник серийного тепловоза Э-ЭЛ типа 2-5-1.

Испытания холодильников серийных тепловозов Э-ЭЛ типа 2-5-1 на Коломенском заводе даже при большей поверхности охлаждения, чем у ЭМХ-3 (при том же двигателе), дали лучшие результаты, чем у других тепловозов.

Соотношение поверхностей водяного и масляного холодильников на тепловозе серии № ВМ-20-01, 20-0,2 типа 2-4-1 + 1-4-2 равно 1 и опытные поездки показали удовлетворительную работу масляного холодильника. Исходя из этого, для мотовоза в 140 л. с. поверхность масляного холодильника принята в 70 м^2 . Так как сети смазки двигателя и смазки коробки скоростей являются самостоятельными, то данная поверхность распределяется на две части.

Для более интенсивного охлаждения проходящих через секции холодильника масла и воды, особым вентилятором через секции всасывается наружный воздух. Производительность вентилятора зависит:

- 1) от температуры наружного воздуха;

- 2) количества проходящей в единицу времени жидкости;
- 3) начальной температуры жидкости;
- 4) коэффициента теплопередачи холодильника.

Для мотовоза в 140 л. с. выбран вентилятор типа ЦАГИ № 10 с диаметром колеса в 1000 мм производительностью в 4,5 м³/сек при 1420 об/мин. Статический напор, развиваемый вентилятором, достигает 50 мм водяного столба. Мощность, затрачиваемая вентилятором, равна 7,92 л. с. Подача воздуха вентилятором на 1 л. с. двигателя составляет $\frac{16000}{140} = 114 \text{ м}^3/\text{час}$.

Вентилятор расположен в передней части мотовоза между секциями холодильника. Для получения вентилятором нормального числа оборотов (1420) при 430 оборотах двигателя в мин. служит редуктор с коническими и цилиндрическими колесами, получающими вращение от коленчатого вала двигателя. Вал, на котором положен вентилятор, находится в вертикальном положении.

Для сравнения приводим таблицу подач воздуха вентилятором в холодильник эксплуатируемых тепловозов (табл. 10ж).

ТАБЛИЦА 10ж

Серия	Нормальная мощность в л. с.	Подача об-щая в м ³ /час в тыс.	Подача на 1 л. с. в м ³ /час
Э-ЭЛ-2 1-5-1	} 1000	138	138
Э-МХ-3 2-5-1	} 1050	110	105
О-ЭЛ-10 1-4-1	} 600	80	133
ВМ 20—01 20—02 2-4-1 + 1-4-2	} 2100	300	143
Э-ЭЛ (серийн.) 2-5-1	} 1050	150	143

Мотовоз 0-3-0 колеи 1524 мм. Этот мотовоз имеет двигатель, коробку скоростей, компрессор и прочее оборудование, одинаковое с мотовозом 0-2-0 колеи 1524 мм и отличается от последнего следующим:

- 1) общий вес мотовоза 27 т вместо 24 т,
- 2) нагрузка на ось 9 т " 12 "
- 3) число осей 3 т " 2 "
- 4) величина удельной мощности 5,2 " 5,8 "
- 5) общая длина меньше на 150 мм,
- 6) жесткая база больше на 2300 мм,

7) расположение вентиляторного вала горизонтальное при том же вентиляторе типа ЦАГИ,

8) 3 секции холодильника размещены на лобовой стороне мотовоза.

Мотовоз 0-3-0 колеи 1000 мм. Основные агрегаты мотовоза такие же, как и на мотовозах 0-2-0 и 0-3-0 колеи 1524 мм.

Нагрузка от оси на рельс понижается по сравнению с предыдущими вариантами до 6,66 при общем весе в 20 т.

Удельная мощность повышается до 7 л. с. Сцепной вес дает возможность полного использования силы тяги на первой скорости только при коэффициенте сцепления около 0,27.

Запас воды снижен с 480 до 300 л.

» » » » 1000 » 500 л.

Мотовоз вписывается в кривые $R=50$ м.

Три секции холодильника расположены на лобовой части и используются частью для охлаждения масла и частью для охлаждения воды.

Мотовоз 0-3-0 колеи 750 мм. Как и на предыдущих мотовозах двигатель и коробка скоростей остаются такими же, по уменьшение диаметра колес до 740 мм вызывает уменьшение скорости, почему последняя пара зубчатых колес изменена так, чтобы получить те же скорости и тяговые усилия, как на предыдущих вариантах.

Коробка скоростей изменена в своей верхней части для установки редуктора к вентилятору холодильника.

Пост управления перенесен в противоположный конец мотовоза вследствие высокого расположения коробки скоростей из-за узкоколейного габарита.

Секции холодильника расположены в задней части мотовоза по бокам кузова.

Вес мотовоза — 19,5 т; нагрузка на ось — 6,5 т.

Сила тяги этого мотовоза используется на первой скорости только при коэффициенте сцепления 0,27.

Удельная мощность равна 7 л. с. т.

Жесткая база 2300 мм.

Рама мотовоза наружная; в связи с чем кривошипы движущего механизма нанесены на концы осей, что значительно усложняет конструкцию колесных пар.

Запасы воды, топлива, смазки и песка одинаковы с мотовозом 0-3-0 для колеи 1000 мм.

В связи с перестановкой вентилятора холодильника в заднюю часть мотовоза компрессор для тормозного воздуха соединен своим валом с продолжением коленчатого вала двигателя. Пусковой баллон также переставлен в заднюю часть мотовоза. В табл. 10 приведены основные характеристики мотовозов с двигателем СД 1932 в 140 л. с.

Мотовоз 0-3-0 колеи 750 мм может найти широкое применение как для внутривозового транспорта, так и на подъездных путях и примыкающих к ним линиям (фиг. 10а см. вклейку в конце книги).

Мотовоз 0-3-0 колеи 1000 мм мало употребителен и может найти применение только в случае перехода значительного числа заводов на указанную колею.

4. Мотовоз Смелянского завода 0-3-0 колеи 750 мм.

Смелянский завод (ст. Смела, Юго-Зап. ж. д., Киевской обл.) строил мотовоз типа 0-3-0 с нагрузкой на ось до 4 т для колеи 750 мм. Двигатель мотовоза ЗИС-5—73 л. с. Мотовоз имеет дышловую передачу. Характеристика мотовоза приведена в табл. 10. В 1935 г. мотовозов выпущено 40 шт.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

КЛАССИФИКАЦИЯ МОТОВОЗОВ

Мотовозы можно классифицировать по следующим признакам: А) ширина колеи; Б) количество осей и давление на ось; В) тип двигателя; Г) мощность двигателя; Д) тип передачи от редуктора до ведущих осей; Е) род работы мотовоза.

Ширина колеи

По ширине колеи мотовозы разделяются на ширококолейные и узкоколейные.

В СССР ширина нормальной колеи равна 1 524 мм, а для узкоколейных наземных ж. д. установлен стандарт ОСТ 4938 трех размеров: 600—750—1000 мм. Причем ширина колеи 1000 мм допускается по особому каждому раз разрешению Комитета по Стандартизации при СТО, если применение этого размера окажется технически целесообразнее и экономически выгоднее применения ширины колеи в 750 мм. В тех случаях, когда местные условия не территории замкнутых предприятий требуют ширины колеи менее 750 мм, разрешается применение на внутренних путях этих предприятий ширины колеи 600 мм; это разрешение не распространяется на подъездные пути внезаводской территории.

Для подземных дорог ширина колеи устанавливается в 900, 750 и 600 мм. Наземные узкоколейные железные дороги, связанные процессами производства с подземными путями, могут иметь ширину колеи этих подземных железных дорог в пределах территории горнорудных разработок.

На заграничных дорогах ширина колеи различна.

Широкая колея имеет нормы от 1 435 до 1 675 мм. Ширина узкой колеи колеблется от 400 до 1 000 мм.

Количество осей и давление на ось

По количеству ведущих осей мотовозы разделяются на двух-, трех- и четырехосные. Имеются и пятиосные мотовозы, но в них две оси являются поддерживающими при трех движущих и шестиосные на двух отдельных тележках. Давление на ось различно у заграничных типов мотовозов, как это видно из табл. 11.

Допускаемые нагрузки на ось узкоколейных мотовозов в СССР приняты такие же, как для узкоколейных паровозов 4; 6,5 и 9 т,

установленные стандартом ОСТ—2394, но так как мотовозы должны заменять не только работу паровозов, а также работу конной и людской тяги, с использованием легкого верхнего строения, то, кроме указанных выше допускаемых нагрузок, приняты дополнительные нагрузки: в 2 т для колеи в 600 и 750 мм, 3 т. для колеи 750 мм и 4 т для колеи 1000 мм.

ТАБЛИЦА 11

Нагрузки на ось мотовозов разных заграничных фирм при разной ширине колеи

Наименование заводов	Ширина колеи в мм	Нагрузки на ось	
		в т	
Балдвин	610— 914	2,2—3,4—4,5—7,5	
Девенпорт	1 000—1 435	3,5—5—7,5—10	
Плимут	600—1 436	2,3,5—5—6—7,5	
"	914—1 435	12,5	
Фаулер	750	2—3—3,5—4—5,3	
Дейц	750	4,5—4,9—5,6	
Бенц	750	6,5	
Шварцкопф	750	7,6	
Виткомб	750—1 435	5—6—7—8—10—12,5—15	
Бруквиль	450—1 435	2—2,5—3—4—5—6	
Шварц	400— 900	1,5—2,5—2,8—3,5—4—7	
Маффей	—	5,6—6—7—9—11	
"	750	6—8	
Даймлер	1 000—1 675	4—5	
"	1 435	8,5	
"	500— 760	2,5—2,75—5—7,6	
Оренштейн и Копель	450— 770	1,5—2,5—3,67—5,7	
"	500— 762	1,15—1,5—2,6—4,25	
"	1 524	1,7—1,7—5,6	

Типы двигателей

Двигатель внутреннего сгорания ставится в мотовозах трех типов:

- 1) карбюраторные двигатели, работающие на бензине, газолине, керосине и иногда на спирте;
- 2) компрессорные и бескомпрессорные дизель-двигатели, дающие возможность сжигать различные виды тяжелого жидкого топлива;
- 3) газогенераторные двигатели, дающие возможность сжигать твердое топливо (дрова, торф, уголь и пр.).

Двигатели легкого топлива имеют преимущественное распространение на американских мотовозах, хотя за последнее время заводы Америки стали выпускать наряду с газолиновыми двигателями дизельные, работающие на нефти.

В Германии наибольшее количество мотовозов строится с дизель-двигателями. Вопрос о применении твердого топлива стал привлекать к себе внимание заграничных техников после Версальского мира и возник в странах, лишенных собственных ресурсов

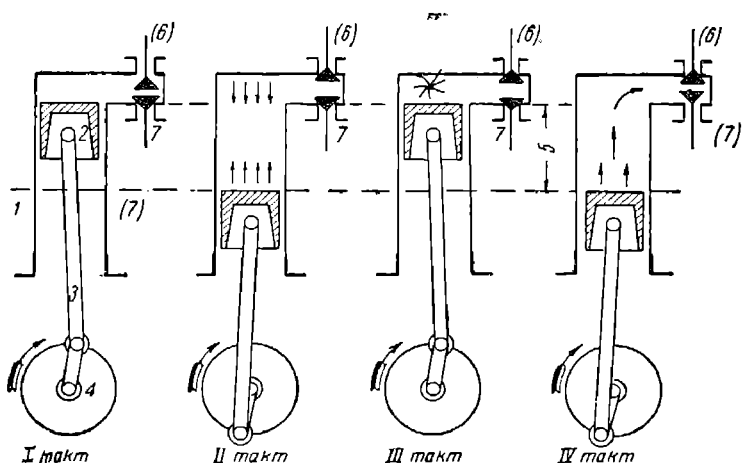
жидкого топлива (Австрия). Вскоре стала применять твердое топливо в своих колониях и Франция.

В СССР есть основания интересоваться этим вопросом больше, чем в других странах, так как нефтяные месторождения Союза находятся на окраинах, и применение твердого топлива освобождает от зависимости привоза дальнего жидкого топлива, устраняя перебои в работе, связанные с ненормальным транспортированием жидкого топлива, уменьшая расходы государства по перевозке и устройству нефтескладов и керосинохранилищ и т. п.

1. Карбюраторные двигатели

Принципы действия. По принципу работы двигатели внутреннего сгорания разделяются на четырех- и двухтактные.

Четырехтактные употребляются чаще, чем двухтактные для машин с большой мощностью.



Фиг. 11.

Принцип действия четырехтактного двигателя заключается в следующем (фиг. 11).

В цилиндре 1, закрытом с одного конца, движется поршень 2, связанный шатуном 3 с коленчатым валом 4. Прямолинейное движение поршня вверх и вниз помощью шатуна преобразуется во вращательное движение коленчатого вала.

Путь, совершаемый поршнем от его верхнего положения до нижнего и обратно, называется ходом поршня 5. В цилиндр с закрытого конца посредством впускного клапана 6 поступает горячая смесь (например, пары бензина, смешанные с воздухом). Сгоревшие газы выпускаются из цилиндра через выпускной клапан 7, находящийся также в верхней закрытой части цилиндра.

При первом ходе поршня вниз впускной клапан 6 автоматически открывается и горячая смесь засасывается в цилиндр и наполняет весь объем его.

Этот процесс называется первым тактом — всасыванием.

Когда поршень дойдет до своего нижнего положения, впускной клапан автоматически закрывается, поршень же при движении вверх сжимает засосанную смесь.

Этот процесс называется вторым тактом — сжатием.

Во время второго такта — сжатия — выпускной и впускной клапаны закрыты.

Когда поршень дойдет до своего верхнего положения (сжатия), горючая смесь поджигается электрической искрой, смесь взрывается, давление на поршень сильно увеличивается, и поршень под давлением газов двигается вниз.

Этот процесс называется третьим тактом — рабочим ходом поршня. В тот момент, когда поршень дойдет до своего нижнего положения, автоматически открывается выпускной клапан 7, при следующем подъеме поршня сгоревшие газы выталкиваются из цилиндра наружу. Этот четвертый ход поршня называется четвертым тактом — выпуском или выхлопом.

После четвертого такта снова происходит всасывание новой свежей смеси, и все четыре процесса повторяются.

Следовательно, один рабочий ход поршня происходит за четыре такта.

1-й такт — всасывание; 2-й — сжатие; 3-й — рабочий ход; 4-й — выпуск.

Двигатели внутреннего сгорания, работающие по этой схеме, носят название четырехтактных.

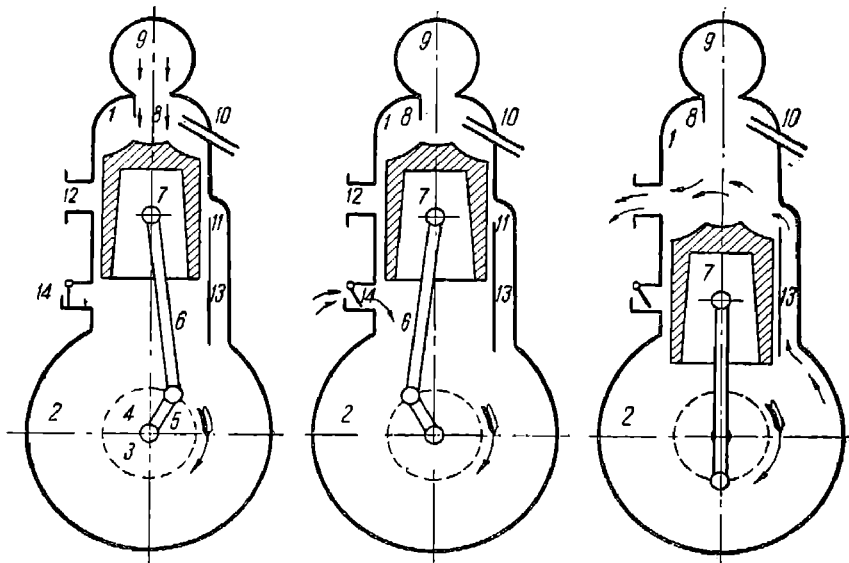
Работа двигателей в два такта отличается от работы двигателей четырехтактных только процессами всасывания и выталкивания отработанных газов. Сжатие и рабочий ход поршня происходят совершенно так же, как и в четырехтактных двигателях.

В двухтактных двигателях один рабочий ход поршня происходит за два такта.

На фиг. 12 для примера схематически представлен разрез нефтяного двухтактного двигателя. Цилиндр двигателя 1 соединен с глухим картером 2, в котором на подшипниках 3 вращается коленчатый вал 4. Колено вала 5 соединено шатуном 6 с поршнем 7, который двигается вверх и вниз в цилиндре 1. Верхняя часть цилиндра упирается и переходит в шар 9. Этот шар носит название запального шара или калоризатора. В верхней части цилиндра располагается прибор (форсунка) 10, служащий для распыления и впускания в цилиндр топлива. По бокам цилиндра имеются две щели 11, 12, причем 11 соединяется каналом 13 с внутренним пространством картера 2. Щели расположены так, что могут открываться и закрываться самим поршнем при его движении. В картере 2 имеется отверстие 14, снабженное клапаном, которое служит для засасывания свежего воздуха при движении поршня вверх. Когда рабочая смесь горит в цилиндре, давление повышается, и поршень идет вниз, поворачивая коленчатый вал, как указано на схеме стрелкой. Когда в верхней части цилиндра происходит расширение сгоревшей смеси, в картере 2 сжимается воздух. Расширение сгоревшей смеси продолжается до тех пор, пока поршень, опускаясь, не откроет щели 12, через которую продукты сгорания выходят наружу. Опускаясь еще

ниже, поршень открывает щель 11; тогда сжатый воздух, находящийся в картере 2, врывается в цилиндр и выталкивает оставшиеся газы через щель 1. За это время поршень доходит до своего крайнего нижнего положения. Этот ход поршня называется первым тактом.

При движении вверх поршень закрывает щели 11—12 верхней плоскостью, сжимает воздух, который перешел из картера в цилиндр, и в то же время нижней плоскостью засасывает наружный воздух в картер через клапан 14. Этот ход поршня называется вторым тактом. Когда поршень близок к своему верхнему положению, через форсунку отдельным насосом впрыскивается в цилиндр горючее топливо, которое, смешиваясь с возду-



Фиг. 12.

хом, образует горючую смесь. Последняя, соприкасаясь с горячими стенками запального шара, взрывается, газы давят на поршень, который начинает опускаться и поворачивать коленчатый вал, т. е. начинается повторение первого такта.

Особенности карбюраторных двигателей. Двигатели карбюраторные обладают следующими особенностями:

1) Работа двигателя происходит на светлых легких сортах жидкого топлива.

2) Приготовление рабочей смеси осуществляется в особом приборе — карбюраторе.

3) Воспламенение рабочей смеси производится при помощи специальных приборов (аккумуляторы, магнето, электрические свечи и т. п.), являющихся частью оборудования карбюраторного двигателя.

4) Переход с одного рода горючего на другой, с бензина на керосин или газогенераторный газ, понижает мощность двигателя. Падение мощности при переходе с бензина на керосин или на

газ, в зависимости только от разных теплосодержаний смесей жидкого топлива с воздухом, достигает для бензинового двигателя 40%, для керосинового двигателя 34% (по подсчетам проф. Гиттис — см. Газогенераторные транспортные установки, изд. 1932 г.). По данным иностранных заводов падение мощности двигателя при переходе на газ составляет от 40 до 45%.

5) Бензин, употребляемый в качестве горючего, допускает определенную степень сжатия (5—7 ат) и при переходе предела сжатия самовзрывается.

6) Увеличение числа оборотов вала мотора сокращает время всасывания и ухудшает наполнение цилиндров горючим, что отражается на качестве выполнения работы.

Типы карбюраторных двигателей, выпускаемых на заводах СССР и проектируемых к серийному производству во II пятилетку. Некоторые наши заводы изготовляли двигатели по образцу зарубежных, доказавших наибольшую их пригодность в нашем хозяйстве.

Завод „Красный путиловец“ строил двигатели Ф. П. в 20 л. с. по типу американского трактора Фордзон. В настоящее время производство этих двигателей прекращено.

Завод „Большевик“ (б. Обуховский) строил двигатели для гусеничных тракторов „Большевик“ по типу американского трактора. Холт с двигателем мощностью 40 л. с. Ныне производство этих тракторов прекращено.

Харьковский паравозостроительный завод „Коминтерн“ выпускает двигатели для гусеничных тракторов „Коммунар“ мощностью 50, 60, 75 и 90 л. с.

В настоящее время построены новые заводы: Сталинградский, выпускающий тракторы по типу „Интернационал“ с двигателем мощностью 15/30 л. с., годовым выпуском по проекту до 50 000 шт. и Харьковский завод, выпускающий тот же тип в количестве по проекту до 50 000 шт. в год.

В настоящее время предполагается на Сталинградском тракторном заводе (СТЗ) выпуск гусеничных тракторов с дизель-мотором мощностью 60 л. с., а на Челябинском заводе (ЧТЗ) выпуск тракторов по типу Катерпиллер с двигателем мощностью 60 л. с. до 40 000 шт. в год.

Горьковский автозавод выпускает двигатели по типу „Форд“ мощностью 40 л. с.

Московский автозавод им. Сталина выпускает двигатели мощностью 60 л. с. и с конца 1933 г. 75 л. с.

В дальнейшем будут выпускаться двигатели мощностью около 100 л. с. для легковых автомобилей. В табл. 12 указаны заводы и типы двигателей, выпускаемых в СССР.

2. Двигатели Дизеля.

Принцип действия. Двигатель, работающий по циклу Дизеля, отличается от вышеописанных двигателей тем, что, независимо от его работы в два или четыре такта, поршень сжимает в цилиндре чистый воздух примерно до давления в 42 ат, почему температура в конце сжатия достигает до 600°.

ТАБЛИЦА 12

Типы автотракторных двигателей с карбюраторным мотором, выпускаемых на заводах СССР в 1933 г. и проектируемых к серийному производству в 1934 г.

Завод	Тип двигателя	Мощность в л. с.	Род топлива
Завод им. Кирова (Красный путиловец)	„Фордзон“	20	керосин бензин
Сталинградский тракторный СТЗ	„Интернационал“ Дизель	30 60	керосин нефть
Харьковский тракторный ХТЗ Харьковский паровозостроитель- ный	„Интернационал“ „Коммунар“	60 50—60	керосин бензин
Челябинский Горьковский Завод им. Сталина	„Катерпиллер“ „Форд“ АМО-3 и ЗИС-5	75—90 72—75 40 60—75	керосин керосин бензин бензин

Перед самым концом сжатия особым компрессором с давлением воздуха 45—70 ат подается в цилиндр через форсунку рабочее топливо, которое самовоспламеняется и сгорает с максимальной температурой около 1800°. Распыление топлива происходит в форсунке с помощью проходящего через нее воздуха от компрессора.

В последнее время имеется ряд конструкций бескомпрессорного типа, где распыление топлива происходит от насоса или при помощи особой камеры, куда из форсунки подается топливо, прежде чем оно попадает в рабочую полость цилиндра.

Предкамерное распыливание топлива в дизельном двигателе. Принцип действия предкамерных дизелей основан на том, что распыление нефти производится под давлением продуктов сгорания. Предкамера отделена от основной рабочей камеры узкой горловиной или системой узких каналов, поэтому она является преддверием к основной рабочей камере, в которой происходит окончательное сгорание топлива. Применение предкамеры дает возможность топливо подавать в предкамеру сравнительно низким давлением от 60 до 120 ат. Порция топлива, поступившая в предкамеру, не может полностью сгореть вследствие недостаточного количества кислорода; несгоревшая часть проталкивается через каналы в цилиндр, где распыляется и воспламеняется. Этот тип предкамеры составляет по своему объему часть пространства сжатия. Схема предкамеры дизельмотора Дейц показана на фиг. 13.

Конструкция предкамеры Дейц основана на создании условий завихривания, что достигается расположением предкамеры не в центре цилиндрической крышки, а в самом углу.

Существует другой тип предкамеры, характеризующийся тем, что камера по своему объему охватывает все пространство сжа-

тия двигателя и соединяется с цилиндром широким каналом. Эти предкамеры иногда называются аккумуляторами воздуха (фиг. 14).

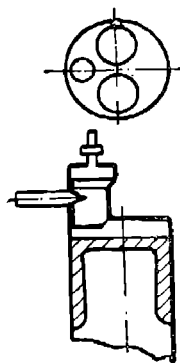
Достоинства и недостатки двигателей Дизеля предкамерным распылением топлива. Двигатели Дизеля с предкамерным распыливанием обладают целым рядом преимуществ и недостатков.

1. Они имеют меньшую чувствительность к качеству топлива и могут вполне работать на грубых сортах жидкого топлива, в противоположность дизелям со струйным распыливанием.

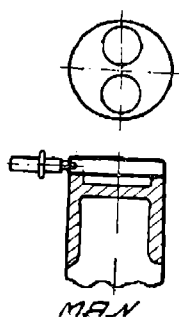
2. Расход топлива в предкамерном дизеле на 10—15% больше по сравнению с двигателем прямой иньекции.

3. Трудный пуск предкамерного двигателя вызывает необходимость нагревания предкамеры извне. Трудный пуск этот объясняется тем, что температура воздуха в предкамере при сжатии почти такая же, как и в самом цилиндре, но вследствие малого объема воздуха в предкамере и большой поверхности ее стенок охлаждение происходит быстрее, чем повышение температуры воздуха, находящегося в предкамере.

Струйное распыливание топлива в двигателях. Распыление топлива в рабочей камере этой группы дизелей происходит путем непосредственного ввода топлива через форсунку. Топливный насос, подающий топливо в рабочую камеру, должен преодолеть давление воздуха в 30—35 ат и не только преодолеть встречное давление, но произвести распыливание топлива таким образом, чтобы обеспечить необходимое проникновение топлива в сферу сжатого воздуха.



Фиг. 13.



Фиг. 14.

Следовательно, топливо в цилиндр должно подаваться под высоким давлением, доходящим до 400 ат. Механическое струйное распыливание обладает тем недостатком, что частицы топлива, поступившие в рабочую камеру, сравнительно быстро сокращают длину своего пути, уменьшают величину сферы влияния на массу сжатого воздуха и, наконец, ухудшают интенсивность движения воздуха в цилиндре двигателя. Для улучшения распыливания создается искусственное движение воздуха путем применения особой насадки на поршне, создания особых камер и расположения сопел форсунок под углом; все эти меры обеспечивают создание воздушных вихрей и потоков. Чтобы улучшить процесс интенсивности распыливания, надо увеличить поверхность топлива, обеспечивая максимальный приток кислорода, активно вступившего в реакцию с распыленным топливом.

Достоинства и недостатки Дизеля со струйным распыливанием.

1. При употреблении в качестве двигателя Дизеля с механическим распыливанием расход топлива сокращается на 10—15%.

2. Дизели с механическим распыливанием легко запускаются и не требуют предварительного подогрева.

УДК
(ДП)

3. Употребление тяжелых и смолистых сортов нефти для дизелей с механическим распыливанием невозможно, так как даже во время безостановочной работы двигателя нельзя сменить более легкий сорт топлива на более тяжелый.

4. Чрезвычайная узость сопел и частая их засариваемость являются чувствительным недостатком.

Работа двигателя Дейтц. Работа двигателя Дейтц вполне автоматична и не требует никакой регулировки на ходу. Пуск в ход — сжатым воздухом, вырабатываемым самим двигателем.

Впрыскивание топлива производится насосом низкого давления. Колебание числа оборотов при полной нагрузке, а также при внезапной нагрузке не более 8%. Смазка цилиндра, поршневого пальца и кривошипа производится особым аппаратом под давлением. Отработанное масло собирается и может быть регенерируемо для его повторного использования.

Двигатель Дейтц отличается компактностью, конструктивной легкостью, небольшим расходом топлива и простотой ухода.

Типы двигателей Дизеля, выпускаемых на заводах СССР (табл. 13, 14 и 15).

Двигатели Дизеля, запроектированные к серийному производству в 1934 г.

ТАБЛИЦА 13

Типы и характеристика двигателей завода им. Сталина

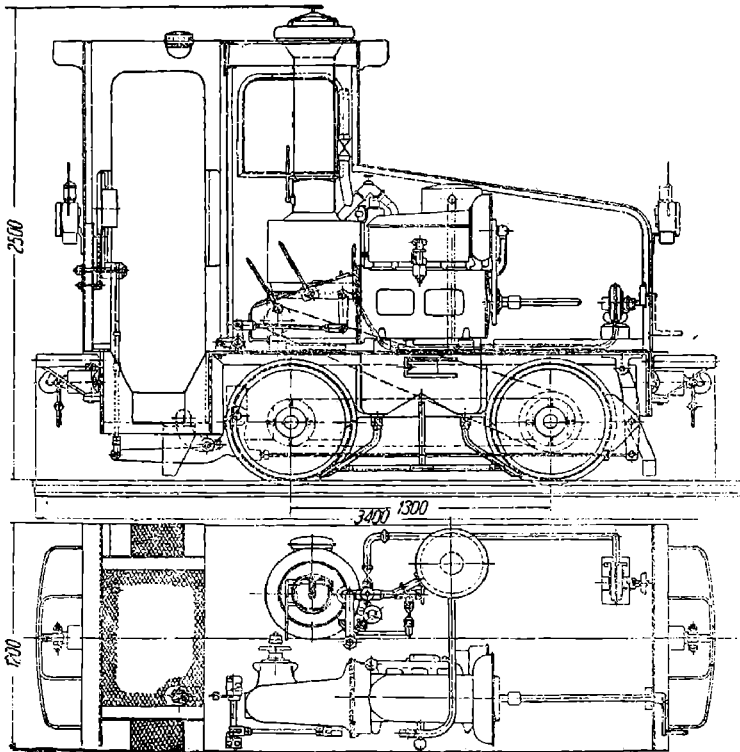
ДВИГАТЕЛЬ ДВУХТАКТНЫЙ НЕФТЯНОЙ ТИПА ДЕЙТЦ МОЩНОСТЬ В ЦИЛИНДРЕ 25 л. с.

Марка двигателя	Мощность двигателя в л. с.	Число об/мин.	Число цилиндров	Вес двигателя без маховика и шкива в кг	Вес маховика		Вес нормального шкива в кг
					нормального в кг	утяжеленного в кг	
ПНЕ-130 .	20—25	340—430	1	1375	410	770	65
РН-130 .	40—50	350—430	2	2170	410	770	100

ТАБЛИЦА 14

Типы двигателей Дизеля вертикальных, двухтактных, бескомпрессорных, завода „Русский Дизель“ (Ленинград) тип стационарный

Марка	2 НЗ0	3 НЗ0	4 НЗ0	5 НЗ0
Мощность в л. с.	100	150	200	300
Число об/мин. вала	300	300	300	300
Число цилиндров	2	3	4	4
Диаметр цилиндров в мм	300	300	300	300
Ход поршня в мм	400	400	400	400
Длина двигателя по валу в мм	2 250	2 900	3 440	4 760
Ширина двигателя по раме в мм	1 300	1 300	1 300	1 300
Высота двигателя в мм	2 920	2 920	2 920	2 920
Вес двигателя без маховика в кг	6 100	8 100	10 000	15 000
Цена в тыс. руб. СССР	30	40	50	70



Фиг. 16.

Данные о типах бескомпрессорного дизеля, запроектированных объединением „Союздизель“. Союздизель запроектировал два типа двигателя СД 16/27 и СД 19/32.

ТАБЛИЦА 15

Нефтяные двигатели внутреннего сгорания, выпускавшиеся в 1933 г. заводами, входящими в объединение „Союздизель“

Наименование завода	Единица измерения	г. Первомайск им. 25 Октября		„Победа“	„Коммунист“ (б. Возрождение)				„Красный прогресс“			З-д им. Дзержинского		Красный дизель в Киеве		
		стационарный вертикальный	агрегатный		судовой	судовой	стационарный, передвижной вертикальный	стационарный	горизонтальный	двухтактный, бензиновый						
Типы двигателя	—	—	—	—	стационарный вертикальный	агрегатный	судовой	судовой	стационарный, передвижной вертикальный	стационарный	горизонтальный	двухтактный, бензиновый				
Мощность	л. с.	60	75	20	12	12	12	24	12	18	18	40, марки РД	45	3	4,5	6
Число цилиндров	шт.	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1
Диаметр цилиндров . . .	мм	410	410	150	180	180	180	180	180	200	225	320	335	85	100	85
Ход поршня . . .	мм	420	490	160	180	180	180	180	240	265	265	500	390	76	76	75
Число об/мин . . .	мм	230	230	750	650	650	650	650	325	300	500	225	270	250	1 000	1 000
Диаметр маховика	мм	2 300	2 300	—	625	625	625	625	1 140	1 140	935	—	1 800 1 900	250	—	250
Ширина молотка маховика . .	мм	250	259	—	120	120	120	120	110	110	104	—	140—170	50	50	50
Степень неравномерного хода	1/60	1/60	1/60	1/100	1/50	1/50	—	1/80	1/30	1/35	1/64	1/70	1	1/40	1/40	1/40
Диаметр рабочего шкива	мм	750	1 200	—	350	—	—	—	475	510	510	1 000	1 000	120	120	120
Ширина	мм	350	400	—	255	—	—	—	194	214	214	430	400	100	100	100
Расход топлива	г	320	320	262	270—300	—	—	—	—	—	—	300	270	—	—	—
„ смазки . . .	г	8	8	25	18	—	—	—	—	—	—	15	35	—	—	—
„ воды . . .	л	12	12	—	22	—	—	—	—	—	—	20%	—	—	—	—
Длина ведущего вала	мм	—	—	2 000	—	—	2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Вес двигателя . .	кг	7 100	7 300	1 000	710	1 225	900	1 200	980	1 550	1 100	—	—	—	—	—
Габаритн. ширина	мм	2 300	—	—	710	1 250	710	110	175	1 345	1 447	—	—	—	—	—
„ высота . . .	мм	1 870	—	—	1 200	1 256	900	900	1 585	1 570	1 420	—	—	—	—	—
„ длина . . .	мм	3 115	—	—	870	1 515	1 725	1 845	1 830	1 930	1 680	—	—	—	—	—

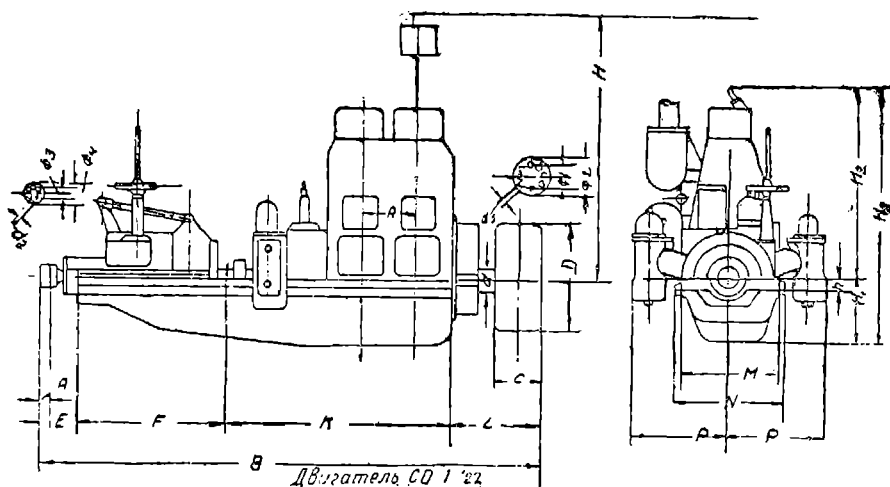
УДК
(ДНТ)

Общие данные о двигателе дизеля СД 16/27 и размеры приведены в табл. 16 и на фиг. 17.

ТАБЛИЦА 16
Общие данные

Тип	Ход поршня	Диаметр поршня	Число оборотов	Мощность в одном цилиндре	Размеры									Вес муфты в кг на 1 л.с.		
					A	h	a	M	N	P	R	H	H ₁		H ₂	H ₃
СД16/27	270	160	500	25	280	90	105	580	650	485	45	1 540	360	1 075	1 435	45

Число цилиндров	Мощность	Марка ДВ	Размеры												
			C	D	E	F	K	L	B	Φ ₁	Φ ₂	Φ ₃	Φ ₄	d ₁	d ₂
2	50	2 СД 16/27	225	600	250	780	1 070	405	2 475	160	200	200	250	20	20
3	75	3 СД 16/27	225	600	220	780	1 350	405	2 755	160	200	200	250	20	20
4	100	4 СД 16/27	225	600	260	905	1 630	405	3 200	160	200	250	295	20	25

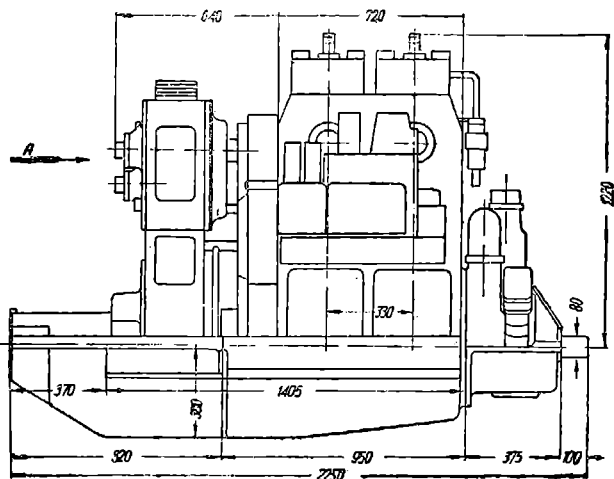


Фиг. 17.

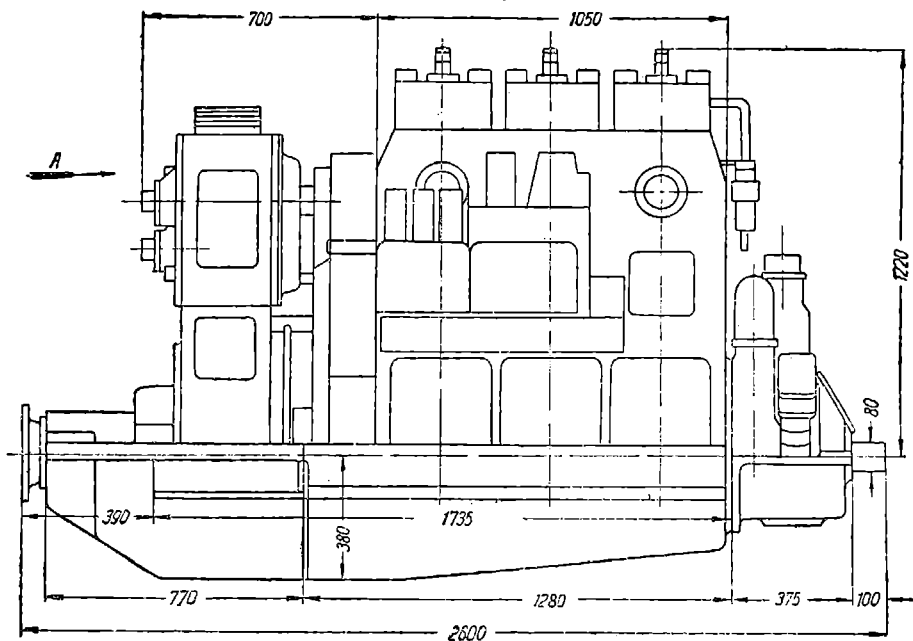
Описание бескомпрессорного двигателя дизеля типа СД 19/32. Двигатель СД 19/32 — двухтактный. Работает по циклу Дизеля с механическим распыливанием топлива.

Система распыливания и способ образования смеси топлива — непосредственный впрыск (струйный). Опытная модель изготавливается и с предкамерой.

Продувка производится от коловратного насоса типа Бурмайстр и Вайк (опытная модель изготавливается и с насосом типа Модуаг-Круп).



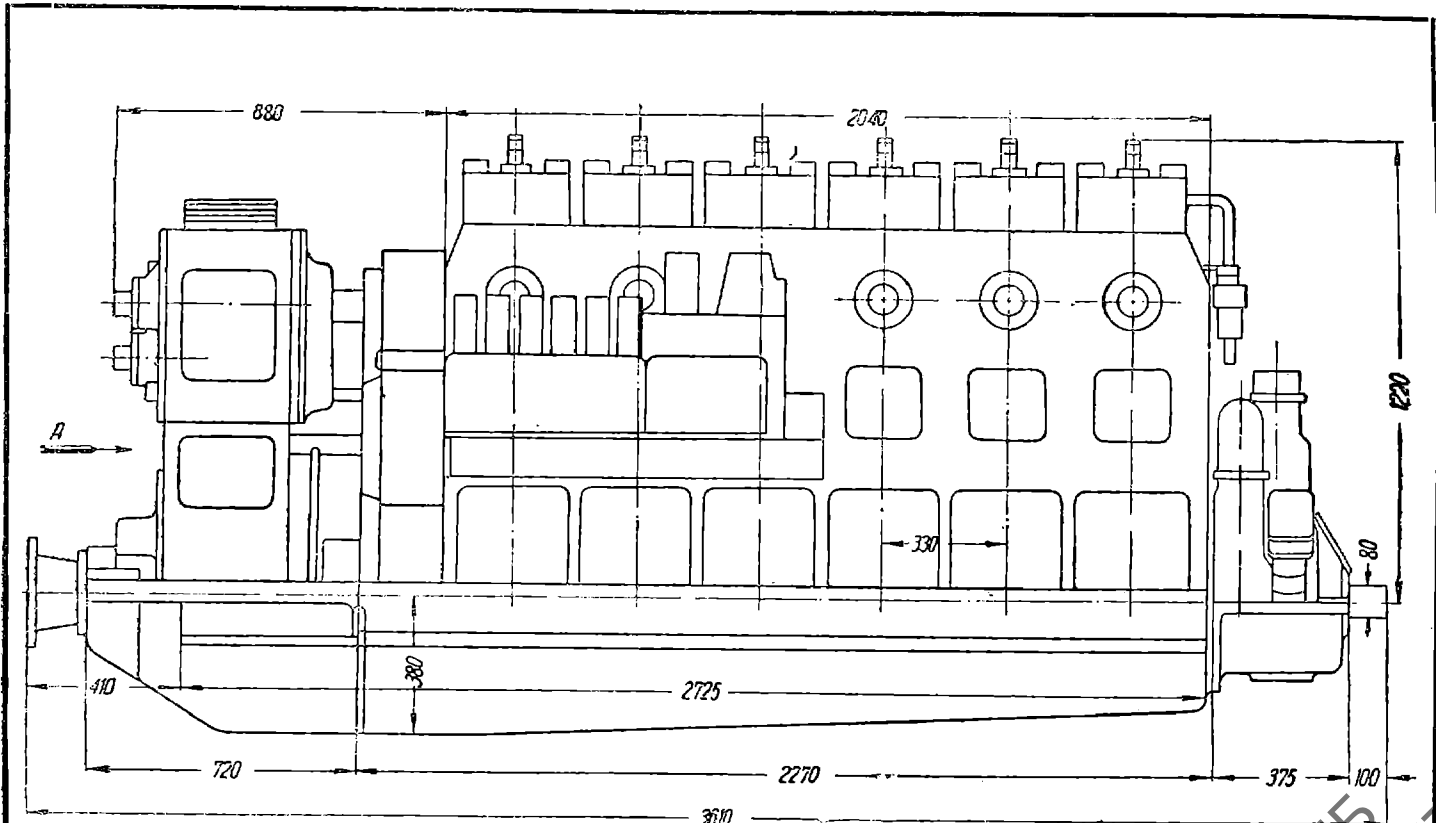
Фиг. 18.



Фиг. 19.

Общие данные двигателя следующие:

- 1) мощность в 1 цилиндре — 35 л. с.;
- 2) диаметр цилиндра — 190 мм;
- 3) ход поршня — 320 мм;
- 4) число оборотов вала нормальное — 400;
- 5) число оборотов вала максимальное — 465.



Фиг. 21.

НБ
УДУНТ
(Фиг.)

ТАБЛИЦА 18

Данные о дизельмоторах автотранспортного типа советского производства, спроектированных моторным отделом НАТИ

Наименование и тип мотора	Система смесеобразования	Для чего предназначается	Мощность в л. с.	Число об/мин	Ход в мм	Диаметр в мм	Число цилиндров	Приблизительный вес двигателя в кг	Вес двигателя в кг/л. с.	Расход топлива в г/л. с.	Тип топливно-подающего аппарата	Степень сжатия	Где изготовляется
---------------------------	--------------------------	--------------------------	------------------	--------------	----------	--------------	-----------------	------------------------------------	--------------------------	--------------------------	---------------------------------	----------------	-------------------

Опытные быстроходные дизельмоторы, разработанные в проекте и строящиеся на советских заводах

Автодизель НАТИ 1-60	Акрокамера	Грузовик АМО-3	60	1 800	160	110	4	500	8,3	220	Бош	15	СТЗ и завод „Коммунист“
Тракторный дизель НАТИ 2-40	Предкамера	Трактор СТЗ и трактор ХТЗ	40	1 200	160	110	4	500	12,5	220		15	СТЗ и завод „Коммунист“
Тракторный дизель М-7 НАТИ-НТЗ (ДКЧ)		Гусеничный трактор средней мощности	50	1 350	152	105	4	700	14	220		17	СТЗ
Тракторный дизель НАТИ-ЧТЗ(ДКЧ)		Экспериментальный двигатель по трактору „Катерпиллер 60“	60	650	216	165	4	1 100	23,3	220		17	ЧТЗ
Тракторный дизель М-10		Трактор „Интернационал“ ХТЗ	40	1 100	152	105	4	700	17,5	220		17	ХТЗО
Автодизель М-12		Грузовик АМО-3	70	2 000	120	101,6	6	545	7,8	220		17	Завод АМО

Опытные быстроходные дизельмоторы, запроектированные, но не пущенные в производство

Автодизель М-6	I Вариант акрокамера, II вариант камера „Рикардо“	Грузовик Я-5	105	2 200	152	110	6	770	7,3	220	Бош	15,5 16,3	Уфимский моторный завод
Тракторный дизель СТЗ М-8	Акрокамера	Трактор СТЗ	60	2 200	152	110	4	—	—	220		15,5	
Автодизель М-11	Предкамера	Грузовик Я-5	120	1 800	170	120	6	—	—	220		17	

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

Движение клапанам через тарельчатые толкатели, вертикальные штанги и качающие коромысла передает распределительный вал, расположенный внизу в картере двигателя.

Чугунный поршень снабжен пятью кольцами, предупреждающими протекание уплотненных газов в камере сжатия между стенками поршня и цилиндра.

Централизованная смазка обеспечивает надежную работу всех трущихся частей. Масло, пройдя через двойной фильтр к коренным подшипникам, затем через отверстия на коленчатом валу к нижним головкам шатуна, и наконец по трубкам, лежащим вдоль шатуна, попадает вновь в картер двигателя.

Основные характеристики двигателя НАТИ 1-60. Диаметр цилиндра $d = 110$ мм; ход поршня $l = 160$ мм; эффективная мощность двигателя $N = 60 - 70$ л. с.; число оборотов двигателя $n = 1600 - 1800$ об/мин; степень сжатия двигателя $E = 15$; давление в конце сжатия $P_e = 31$ ат; температура воздуха в конце сжатия $t_e = 522^\circ$. Посторонний запал является излишним, так как указанная температура обеспечивает надежное воспламенение.

Описание запроектованных дизельных двигателей НАТИ 2-40. Этот тип запроектованного мотора предназначен, как видно из таблицы, для тракторов ХТЗ и СТЗ. Дизельный мотор этого типа принадлежит к типу двигателей НАТИ 1-60 и отличается от предыдущего уменьшенным числом оборотов, измененным маховиком, картером маховика и передней опорой крепления двигателя.

При $n = 1050$ об/мин развивается мощность $N_e = 39,3$ л. с.

Дизельный мотор НАТИ 1-60 пускается в ход от электрического стартера, причем возможно проворачивание двигателя с достаточно большой скоростью от руки благодаря декомпрессатору.

Сталинградский тракторный завод изготавливает дизели этих двух типов НАТИ 1-60 и НАТИ 2-40. Кроме того завод „Возрождение“ производит постройку дизелей НАТИ 1-60.

Запроектованный дизельный мотор К.П. Д. и основные характеристики его

1. Мощность мотора 75 л. с.
2. Двигатель двухтактный.
3. Число цилиндров — 3, которые расположены в один ряд.
4. Диаметр цилиндра $d = 150$ мм.
5. Ход поршня $s = 200$ мм.

Общий вес $P = 1100$ кг.

При испытании двигатель дал следующие результаты:

среднее эффективное давление $P_e = 3,96$ кг/см²; удельный расход топлива $z = 220 - 230$ г/л. с. час; число оборотов $n = 650 - 700$ об/мин; мощность двигателя на тормозе $N = 60 - 68$ л. с.

Предкамерное распыливание по типу Дейтц обеспечивает надежную работу двигателя. При испытаниях двигатель показал удовлетворительные результаты, нетребовательность к качеству топлива и экономичность. Запуск двигателя производится сжатым воздухом или электрическим стартером.

Проворачивание двигателя и пуск в ход от руки невозможны, так как отсутствует декомпрессатор.

Постройка этого типа дизелей возложена на Челябинский тракторный завод.

3. Многоцилиндровые двигатели простого и двойного действия

Четырехтактные и двухтактные двигатели могут быть одно- и многоцилиндровые. Число цилиндров в существующих двигателях достигает двенадцати и более.

Кроме этого необходимо различать четырехтактные двигатели простого и двойного действия.

Двигатели двойного действия имеют закрытый цилиндр с обоих концов, и поршень для работы используется с двух сторон.

В двигателях простого действия давление газов на поршень происходит с одной стороны поршня, другая сторона цилиндров остается открытой.

4. Газогенераторные двигатели

Топливом для двигателей с газогенераторной установкой служит газ, который получается из твердого топлива в особых приборах, называемых газогенераторами. В газогенераторе происходит сложный химический процесс; в результате чего получается газ, представляющий собой смесь нескольких газов окиси углерода, водорода, азота и других. Этот газ служит горючим для двигателя, заменяя в бензиновых и керосиновых двигателях пары бензина. По своей конструкции газогенераторные двигатели мало чем отличаются от двигателей карбюраторного типа, работающих на парах жидкого топлива. Зажигание горючей смеси (газа) в газогенераторных двигателях осуществляется электрической искрой, так же как и в бензиновых и керосиновых двигателях.

На фиг. 15 и 16 можно видеть общее устройство мотовоза с газогенераторной установкой.

5. Сравнение двигателей Дизеля с двигателями карбюраторного типа

1. Экономический к. п. д., т. е. отношение энергии двигателя к энергии затраченного топлива в двигателях Дизеля больше чем у других двигателей. Например, в карбюраторных двигателях, работающих на бензине или керосине, из 100% затраченной теплоты 32% уносятся газами в атмосферу, 20% расходуются на трение в частях и самого двигателя; 30% уносятся охлаждающей водой и только 18% преобразуются в механическую работу.

В двигателях же Дизеля из 100% затраченной теплоты 18% уносятся газами в атмосферу; 20% расходуется на трение в частях машины; 30% уносятся охлаждающей водой и 32% преобразуются в механическую работу, поэтому экономический к. п. д. двигателя Дизеля равен от 0,30 до 0,32, тогда как у карбюраторного двигателя он равен от 0,18 до 0,25 и у парового двигателя от 0,4 до 0,09.

УДК 621.4
(ДНТ)

2. Расходы топлива на один и тот же измеритель у двигателей Дизеля меньше в 2—2,5 раза, чем у карбюраторных двигателей.

Если наименьший расход бензина для современных машин равен 250 г на силу-час и керосина около 300 г, то для двигателей Дизеля расход нефти составляет всего лишь от 180 до 200 г.

3. Стоимость нефти почти в 4—5 раз меньше стоимости бензина и керосина.

4. Применение дизеля в наших условиях сократит потребление на внутреннем рынке ценных в экспортном отношении бензина и керосина.

5. Меньший расход топлива в дизелях по весу может уменьшить объем топливного бака, или при одном и том же объеме бака двигатель Дизеля будет иметь, примерно, в полтора раза больший радиус действия (без наполнения бака горючим) по сравнению с двигателем, работающим на бензине или керосине.

6. Состав смеси в дизелях более постоянен, чем в двигателях бензиновых, почему кривая характеристики двигателя, т. е. кривая зависимости мощности двигателя от числа его оборотов носит более пологий характер, чем у бензиновых двигателей, точно так же как и пологий характер носит и кривая крутящего момента, почему двигатели Дизеля обладают более равномерным ходом.

7. Расходы топлива на 1 силу часа для дизеля с изменением числа оборотов изменяются очень мало. Удельная кривая расхода топлива также носит пологий характер. Изменение числа оборотов и мощности бензиновых и керосиновых двигателей вызывает возрастание расхода топлива на 30—40%, тогда как у дизелей изменение режима работы двигателя сказывается увеличением расхода топлива всего лишь на 10—12%.

8. Благодаря постоянству крутящего момента дизель при малых оборотах не глохнет так легко, как двигатель бензиновый или керосиновый при малых оборотах вала, что позволяет мотовозу с дизелем двигаться на прямой передаче при малых скоростях и обеспечивает ему хорошую степень ускорения.

9. К преимуществам двигателя Дизеля можно отнести также меньшую степень пожарной опасности, которая в карбюраторных двигателях возникает вследствие возможности воспламенения бензина обратными вспышками в карбюраторе, что бывает при неисправности клапана. Нефть и мазут, служащие горючим для дизелей, менее опасны, чем легко воспламеняющийся бензин.

10. Применение дизелей сокращает пожарную опасность хранения топлива на складах.

11. Уменьшает количество перевозимого топлива по ж. д. ввиду меньшего его потребления примерно процентов на 50.

12. Управление двухтактными двигателями не сложно и не требует для обслуживания высококвалифицированных рабочих.

13. К преимуществам дизелей нужно отнести также отсутствие электрического зажигания, оборудование которого чаще других частей подвергается порче в карбюраторных двигателях (по английским данным свыше 25% всех неисправностей приходится на порчу карбюратора и зажигания).

14. Стоимость насосов и форсунок для дизелей сравнительно низка и не превышает стоимости оборудования электрического зажигания в карбюраторных моторах.

К недостаткам двигателя Дизеля необходимо отнести.

1. Первоначальная стоимость двигателя Дизеля пока выше стоимости бензиновых и керосиновых двигателей, так как дизель требует большого объема рабочих цилиндров, а следовательно, и больших затрат металла (стоимость дизеля на 25—30% дороже бензиновых при равной мощности).

2. Двигатели Дизеля несколько тяжелее бензиновых и требуют больше места на раме мотовоза чем бензиновые или керосиновые той же мощности.

3. Пуск в ход дизеля представляет некоторые затруднения, хотя в настоящее время эти затруднения устраняются применением обычного типа стартеров.

4. Уравновешенность дизеля меньше при малых числах оборотов, что служит причиной довольно сильной тряски. Применение шестицилиндровых конструкций устраняет этот недостаток.

5. Отработанные газы у дизеля выделяют больше дыма и запаха, чем у бензиновых двигателей, в особенности при изменении режима работы двигателя.

При равномерной работе процесс горения идет нормально и газы не выделяют запаха.

Все вышеприведенные соображения указывают на экономическую выгоду эксплуатации двигателей типа Дизеля.

Мощность двигателя

Мотовозы по мощности двигателя можно разделить на три типа:

- 1) с двигателем малой мощности от 5 до 30 л. с.
- 2) средней „ „ 30 „ 100 л. с.
- 3) большей „ „ 100 „ 300 л. с. и выше.

При помощи рабочего процесса работа газа передается коленчатому валу и может быть измерена килограммометрами. Для измерения мощности двигателя существуют специальные установки, которые дают возможность определять мощность двигателя при различных оборотах коленчатого вала.

Необходимо различить следующие виды мощности двигателя: а) индикаторную мощность; б) эффективную мощность и удельный вес; в) литровую мощность и литровый вес; г) удельную мощность двигателя.

Рассмотрим в отдельности каждый вид мощности

1. Индикаторная мощность

Индикаторной мощностью двигателя называется работа, совершаемая газами в 1 сек. в цилиндрах двигателя. Сила, с которой газы действуют на 1 см^2 дна поршня, называется индикаторным давлением и измеряется в килограммах на см^2 .

УДК 621.372
(ДПТ)

Работа поршня двигателя измеряется специальными приборами (индикаторами); на фиг. 23 изображена диаграмма работы поршня.

Первому такту (всасыванию) соответствует на диаграмме линия 1—2, второму такту (сжатие) — линия 2—3; при положении поршня в точке 3 происходит воспламенение смеси, и давление возрастает до точки 4. Третьему такту (рабочий ход) соответствует линия 4—5 и четвертому такту (выпуск) линия 5—1.

Заштрихованная площадь диаграммы даст в масштабе полезную работу поршня за два оборота коленчатого вала. Если среднее индикаторное давление за весь рабочий ход поршня обозначить через p_{cp} кг/см², то индикаторная мощность при диаметре поршня d см при ходе поршня s см и числе оборотов вала в минуту n будет найдена следующим образом.

Работа газов в цилиндре двигателя за одну минуту выражается

$$G = p_{cp} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} S \cdot n \cdot k.$$

В этой форме k — отвлеченное число (число тактности), показывающее число рабочих ходов поршня, приходящихся на один оборот коленчатого двигателя:

- 1) для четырехтактных двигателей $k=0,5$;
- 2) „ двухтактных двигателей $k=1,0$.

Величина p_{cp} — среднее индикаторное давление определяется из диаграммы, получаемой при помощи индикатора, который сообщается с рабочей полостью цилиндра двигателя, и при работе двигателя пишет диаграмму. Путем планиметрирования индикаторной диаграммы находят среднее индикаторное давление p_{cp} и выражают его в килограммах на 1 см² поршня двигателя. Величина индикаторной мощности двигателя, т. е. работа двигателя за одну секунду в лошадиных силах определяется по следующей формуле, если обозначить через C число цилиндров двигателя:

$$Ni = \frac{p_{cp} \cdot \pi d^2 \cdot S \cdot n \cdot k \cdot C}{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100} \text{ л. с.}$$

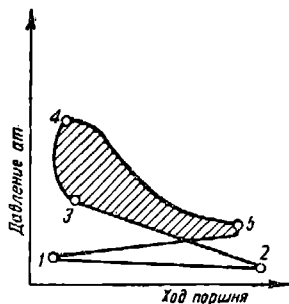
Для двухтактного одноцилиндрового двигателя индикаторная мощность будет равна:

$$Ni = \frac{p_{cp} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot S \cdot n}{4 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100} = p_{cp} \frac{d^2 \cdot S \cdot n}{5763} \text{ л. с.}$$

При четырехтактном двигателе за два оборота коленчатого вала поршень совершит один рабочий ход, поэтому при n оборотах в минуту будет $\frac{n}{2}$ рабочих ходов, и индикаторная мощность будет равная:

$$Ni = p_{cp} \frac{\pi d^2}{4 \cdot 60 \cdot 75} \cdot \frac{S}{100} \cdot \frac{n}{2} \text{ л. с.}$$

Из выражений индикаторной мощности следует, что, чем больше p_{cp} , d , S , n , C , тем больше будет индикаторная мощность двигателя.



Фиг. 23.

УЧЕБНИК
ДИПТ

Индикаторная мощность не вся передается на вал; часть ее тратится на трение внутри двигателя при вращении вентилятора, магнето, динамо, водяного и масляного насосов и пр.

2. Эффективная мощность

Мощность, получаемая на валу двигателя, называется эффективной мощностью $N_{эф}$.

Отношение $\frac{N_{эф}}{N_i}$ эффективной мощности к индикаторной называется механическим к. п. д. двигателя.

$$\eta_m = \frac{N_{эф}}{N_i}.$$

Опытом определено, что η_m равно от 0,85 до 0,90

Зная величину механического к. п. д., эффективную мощность можно определить по формуле для двухтактного двигателя:

$$N_{эф} = \eta_m N_i = \eta_m \frac{p_{ср} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot S \cdot n \cdot C}{18\,000 \cdot 100} \text{ (л. с.)}$$

для четырехтактного двигателя:

$$N_{эф} = \eta_m N_i = \frac{p_{ср} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot S \cdot n \cdot C}{36\,000 \cdot 100} \text{ (л. с.)}.$$

С увеличением n числа оборотов вала двигателя эффективная мощность $N_{эф}$ увеличивается, но до известного предела. Дальнейшее увеличение числа оборотов ведет к уменьшению мощности. Последнее происходит от того, что увеличивается скорость всасывания цилиндрами свежей смеси горючего за счет уменьшения ее количества; последнее обстоятельство уменьшает среднее индикаторное давление в цилиндрах ($p_{ср}$). Кроме того с увеличением числа оборотов вала увеличивается трение внутри двигателя, благодаря чему механический коэффициент η_m уменьшается.

Работа двигателя характеризуется эффективной мощностью его $N_{эф}$. Эта мощность в двигателе изменяется с изменением $p_{ср}$ и n . Все остальные величины, входящие в выражение мощности для данного двигателя, являются величинами постоянными; в свою очередь среднее давление $p_{ср}$ зависит от количества горючей смеси (газа), поступающей в цилиндр двигателя. Впуск газа у карбюраторных двигателей регулируется дроссельной заслонкой. У двигателей с мотором Дизеля также имеется специальное приспособление, дающее возможность шоферу регулировать подачу горючего.

Таким образом эффективная мощность двигателя является функцией двух величин: степени открытия дроссельной заслонки a и числа оборотов вала n

$$N_{эф} = f(n \cdot a).$$

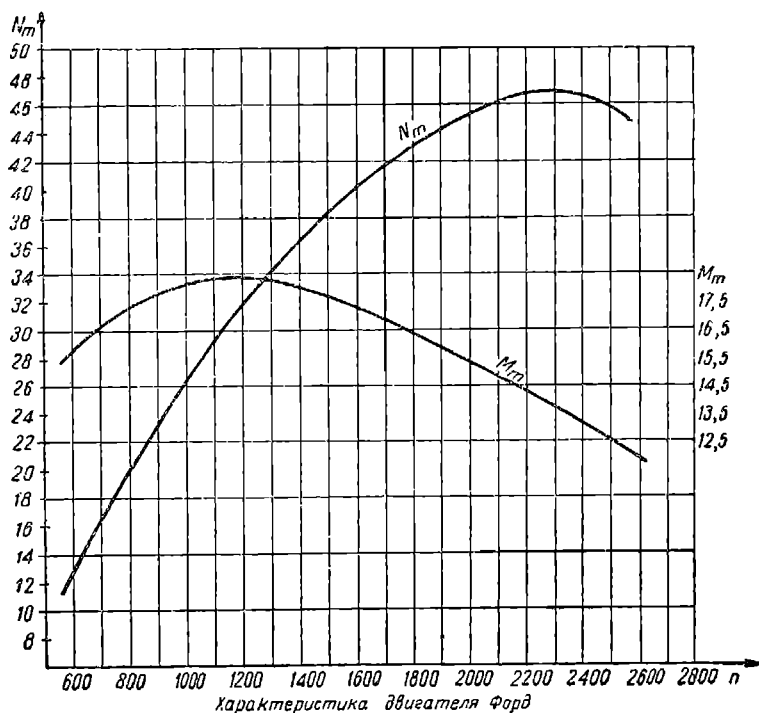
Во время испытания двигателя на динамометрических станках путем измерения нагрузки может быть определена мощность двигателя в зависимости от числа оборотов для различных неизменных положений дросселя.

Обычно заводом определяется мощность, отвечающая полному открытию дросселя. Кривая мощность $N_{эф}$ в зависимости от числа оборотов n коленчатого вала при полном открытии дросселя носит название характеристики двигателя.

Ниже приведенные кривые, дающие эту зависимость (фиг. 24 и 25 для двигателя Форд 40 л. с. и АМО-3 — 60 л. с.).

Характер этих кривых изменяется очень сильно для разных двигателей.

Тяговые свойства двигателей определяются не только его мощностью, но и кривой изменения крутящего момента, изображенной



Фиг. 24.

на фиг. 25. Постоянство крутящего момента в двигателях дает возможность при малых оборотах двигателя развивать большую силу тяги, т. е. двигаться на прямой передаче с большим ускорением, при этом мотор не глохнет так легко, как двигатель, имеющий непостоянный крутящий момент. Чем выше кривые характеристики двигателя и крутящего момента, тем работа двигателя является более постоянной и независимой от изменения числа оборотов.

Для быстроходных автомобильных двигателей карбюраторного типа максимальная мощность двигателя получается обычно при 2 800 — 3 600 об/мин коленчатого вала, для двигателей тихоходных

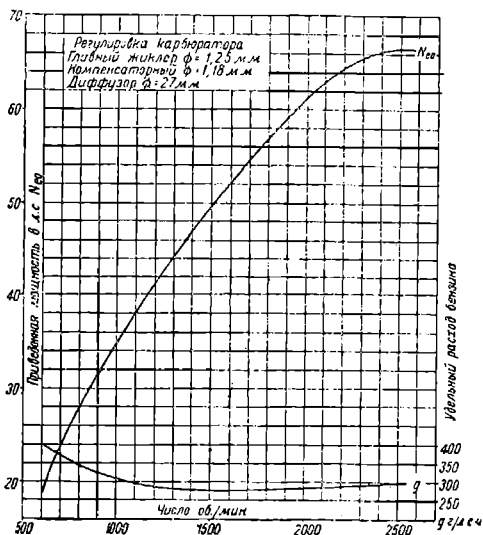
автомобильных при 1400—1800 и тракторных — 650—1500. У дизелей количество оборотов вала достигает в минуту обычно от 400 до 750 в больших агрегатах и до 2500 в малых.

В практике стремятся поддерживать нормальное число оборотов n путем установки регуляторов.

Разница в оборотах коленчатого вала зависит от чувствительности регуляторов и не превосходит обычно 60—80 об/мин.

Предельными являются обороты, отвечающие наибольшей мощности двигателя или ограниченные действием регулятора с одной стороны, и с другой — обороты, соответствующие наибольшему вращающему моменту.

Первое определяется из характеристики двигателя точкой касания горизонтальной прямой, а вторые — точкой касания прямой наклонной, проведенной из начала координат.



Фиг. 25.

3. Удельный вес двигателя

Для характеристики современных двигателей пользуются различными параметрами, определяющими основные свойства двигателей. Эти параметры суть: удельный вес, литровая мощность, удельная мощность и литровый вес. Удельный вес двигателя есть вес, приходящийся на 1 л. с. его эффективной мощности.

4. Литровая мощность и литровый вес двигателя

Литровая мощность N_e есть мощность, получаемая с каждого рабочего объема v цилиндра

$$N_e = \frac{1000 N_{эф}}{v},$$

где $N_{эф}$ — эффективная мощность; v — рабочий объем цилиндра см^3 .

Этот параметр для современных двигателей не дает достаточных оснований для сравнения отдельных двигателей между собой, так как его величина не зависит от числа оборотов двигателя. Сравнить этим параметром двигателя с разным числом оборотов в минуту невозможно. Удобнее пользоваться для сравнения удельной мощностью.

Литровый вес двигателя есть вес, приходящийся на 1 л рабочего объема двигателя. Для современных автомобильных бензиновых двигателей он составляет около 60—70 кг, для автодизелей от 90 до 100 кг.

5. Удельная мощность двигателя

Удельная мощность есть отношение эффективной мощности к объему цилиндров за один оборот коленчатого вала

$$N_y = \frac{N_{эф}}{v \cdot n},$$

где

$N_{эф}$ — эффективная мощность двигателя в л. с.; v — рабочий объем в л, n — число об/мин коленчатого вала.

Величина удельной мощности двигателя изменяется для бензинового мотора от 0,004 до 0,007; для четырехтактных двигателей дизеля автомобилей и тракторов от 0,005 до 0,007; для двухтактных автомобильных дизелей она равна около 0,012.

6. Зависимость мощности двигателя от рода горючего

Для суждения о мощности, которую бензиновый двигатель будет развивать при переходе на горючее — керосин или газогенераторный газ приведем следующие соображения.

Обозначим через v_0 — объем рабочих цилиндров в m^3 , b — количество смеси, поступившей в цилиндр за один рабочий ход; η_v — коэффициент наполнения цилиндра смесью; h — теплосодержание смеси; тогда за один ход поршня в цилиндр поступит q кал

$$q = b \cdot h \text{ (кал)},$$

а так как количество смеси, поступившей в цилиндр $b = v_0 \eta_v$, то число кал q будет равно:

$$q = v_0 \cdot \eta_v \cdot h.$$

Из этого числа калорий может быть использована часть, пропорциональная тепловому к. п. д. процесса; обозначая его через η_p , получим количество тепловой энергии, могущее быть использованным в двигателе.

$$q' = v_0 \cdot h \cdot \eta_v \cdot \eta_p \text{ кал.}$$

Эта энергия перейдет в индикаторную мощность двигателя, и часть ее уйдет на покрытие механических потерь в двигателе. Обозначая механический к. п. д. двигателя через η_m , получим на валу двигателя количество энергии

$$L = k_1 \cdot v_0 \cdot h \cdot \eta_v \cdot \eta_p \cdot \eta_m \text{ кг/м.}$$

или переводя эту работу в лошадиные силы и обозначая через коэффициент k все постоянные величины и числовые коэффициенты, необходимые для этого преобразования, и через n число оборотов вала, получим:

$$N_{эф} = k \cdot v_0 \cdot h \cdot n \cdot \eta_v \cdot \eta_p \cdot \eta_m \text{ л. с.}$$

Следовательно, переход с бензина или керосина на газ скажется в той мере, в какой новый сорт топлива или условия его введения в цилиндр изменяет одну из величин, входящую в вышеприведенную формулу, т. е. коэффициент наполнения η_v , термический

коэффициент η_t , механический к. п. д. η_m и теплосодержание рабочей смеси h .

Так как теплосодержание рабочей смеси является функцией теоретического количества воздуха, потребного для сжигания горючего, теплотворной способности топлива и коэффициента избытка воздуха против теоретически необходимого, с которым шло фактическое сжигание топлива в цилиндре двигателя, то, обозначая через L_1 — теоретическое количество воздуха, — теплотворную способность топлива, α — коэффициент избытка воздуха, получим, что теплосодержание смеси будет равно:

$$h = \frac{H}{1 + \alpha L_1},$$

тогда мощность $N_{эф}$ можно выразить следующей формулой

$$N_{эф} = k \cdot v_0 \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \frac{H}{1 + \alpha L} \cdot n.$$

Принимая теплотворную способность:

бензина и керосина $H = 10\,200$ кал/кг;

газогенераторного газа $H = 1000$ кал/м³;

расход воздуха для горения:

для бензина

$$L_1 = 12,4 \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ кг},$$

для керосина

$$L_1 = 11,4 \text{ м}^3 \text{ на } 1 \text{ кг};$$

коэффициент избытка воздуха против теоретического:

для керосина

$$\alpha = 1,2,$$

для бензина

$$\alpha = 1,$$

(для газа — расход воздуха равен расходу газа)¹, — получим теплосодержание смеси:

для бензина

$$h = \frac{10\,200}{1 + 1,2 \cdot 12,4} = 825 \text{ кал},$$

для керосина:

$$h = \frac{10\,200}{1 + 1,2 \cdot 11,4} = 760 \text{ кал},$$

для газа:

$$h = \frac{1\,000}{1 + 1} = 500 \text{ кал},$$

следовательно, в зависимости только от разных теплосодержаний и смесей жидкого топлива с воздухом потеря мощности при переходе на газ будет:

для бензинового двигателя

$$\frac{825 - 500}{825} = 40\%,$$

¹ По опытам ВНИДИ проф. Ю. Гитлис, „Транспортные газогенераторы“, Госстройиздат, 1931 г.

НБ
УДК
(ДІТ)

для керосинового двигателя

$$\frac{750 - 500}{760} = 34\%.$$

Термический к. п. д. при прочих равных условиях может быть независим от топлива, но сильно зависит от степени сжатия, повышаясь вместе с ее увеличением.

По опытам разных исследователей установлено, что повышение степени сжатия влияет следующим образом (табл. 19).

Однако увеличение степени сжатия влияет на мощность двигателя в меньшей степени, чем на термический коэффициент. Возрастание мощности с повышением сжатия идет медленнее, чем повышение термического коэффициента η_t , так как с повышением степени сжатия повышается работа двигателя, и падает механический к. п. д. двигателя.

Исследование проф. Куклина в Финляндии с двигателем Chevrolet на газогенераторном газе с генератором Imbert (новой конструкции) показали, что повышение степени сжатия с 4,6 до 6,1 ат повысило мощность двигателя на газе с 25 до 37,5 л. с. (нормальная мощность двигателя на бензине равна 47 л. с.).

Коэффициент наполнения выражается формулой¹:

$$\eta_v = \frac{10\,333}{273} \left(\frac{P_2}{T_2} - \frac{P_1}{ET_1} \right),$$

где T_1 и P_1 , T_2 и P_2 — соответственно температуры и давления входящей смеси при начале и конце всасывания. E — степень сжатия.

Это уравнение показывает, что на величину коэффициента наполнения при прочих равных условиях влияют температура входящей смеси и ее давление.

Следовательно, повышая давление входящей смеси, можно влиять на величину к. п. д. Повышение температуры смеси понижает коэффициент наполнения, а вместе с тем и мощность двигателя.

Этим объясняется разница между мощностью, развиваемой одним и тем же двигателем при работе на бензине и керосине.

Керосин требует для карбюрации сильного подогрева, отчего температура входящей смеси керосина и воздуха повышается, а коэффициент наполнения и мощность двигателя понижаются.

При работе двигателя на газогенераторном газе температура смеси значительно превышает температуру смеси паров жидкого

¹ По данным проф. Гиттис, „Транспортные газогенераторы“, Госстройиздат, 1931 г.

топлива с воздухом, особенно при конструкции генераторов с опрокинутым процессом.

На основании подсчетов и опытов ниже приведена таблица, показывающая уменьшение коэффициента наполнения от повышенной температуры газа по сравнению с его величиной при работе на бензине (табл. 20).

ТАБЛИЦА 20

Род топлива	Процесс генератора	Уменьшение коэффициента по сравнению с его величиной на бензине в %
Керосин .	—	13—20
Газ .	Прямой	10—15
Газ .	Опрокинутый	до 20

Практически падение мощности двигателя при переходе на газ по данным иностранных заводов составляет от 40 до 45%.

Опыты, произведенные в ВНИДИ (Ленинград) над рядом генераторов, дали падение мощности двигателя при работе на газе, при сравнении с работой двигателя на жидком топливе, что видно из табл. 21.

ТАБЛИЦА 21

Керосиновый двигатель Фордзон 22,5 л. с. при 1500 об/мин вала при переходе на газ дает следующую мощность

Система генераторов	Род топлива	Наибольшая мощность в л. с.	Потери в % по сравнению с	
			бензином	керосином
Барвиер .	Древесный уголь	18	40	24
Трактор .	”	17,5	41	24
Сагам .	Дрова	15,8	47	30
”	Торфяной кокс	11,5	53	51
ВНИДИ .	Дрова	15,8	47	30
”	Торфяной кокс	11,8	61	44
”	Древесный уголь	12	60	48

Примечание. Газогенераторный газ получается при сухом процессе.

Если поставить приведенные теоретические подсчеты с полученными на практике данными, то можно отметить их совпадение. Таким образом потерю мощности при переходе с жидкого топлива на газ (без изменения двигателя и степени его сжатия) следует считать от 25 до 30% для керосинового и 40—45% для бензинового двигателя.

7. Меры борьбы с потерей мощности

Меры борьбы с потерей мощности можно наметить три:

- 1) увеличение объема рабочих цилиндров;
- 2) повышение термического к. п. д. путем повышения сжатия;
- 3) повышение коэффициента наполнения путем повышения давления подачи смеси газа с воздухом в шахту, т. е. применение наддува.

Первый способ — увеличение рабочего объема цилиндров дает наиболее эффективный результат. Этот метод применяют заграничные заводы Berliet, Renault, Panhard, которые для автомобилей, снабженных газогенераторами, ставят двигатели с увеличенным литражем примерно на 30—40%. Этот способ, являясь наиболее надежным, представляет в тоже время затруднения, так как требует от производства выпуска особых типов двигателей.

Вторым способом — повышением степени сжатия достигается также повышение мощности двигателя. Иностранные заводы степень сжатия повышают до 7. Предел повышения ограничивается двумя факторами: необходимостью изменения конструкции цилиндров и поршней и затруднением при пуске двигателя на бензине, который не выносит больших степеней сжатия.

Третий способ заключается в повышении мощности путем смеси газа и воздуха под давлением, т. е. увеличением коэффициента наполнения цилиндра. Этот вопрос подробно исследован в ВНИДИ (Ленинград).

Применение наддува позволяет полностью устранить потери мощности при переводе двигателей на газогенераторную работу при любом твердом топливе.

Работа двигателя с наддувом возвращает бензиновому и керосиновому двигателям ту гибкость и то ускорение, которое свойственно этим двигателям и которые они теряют при переходе на газ.

Наддув является прекрасным средством для быстрого приспособления генератора к новому режиму работы двигателя и восполняет тот, присущий газогенератору, пробел, который заключается в плохой приспособляемости его к переменному режиму работы двигателя.

Наконец, работа двигателя на газе с наддувом приобретает большую устойчивость. Опыты в ВНИДИ показали, что при наддуве газогенераторных двигателей давление в цилиндрах повышается незначительно сравнительно с двигателями, работающими на бензине, так как наддув преследует цель восстановления коэффициента наполнения и теплосодержания смеси, которое необходимо, чтобы возместить потерю мощности. Применение наддува не требует изменения литража цилиндров, придания двигателю большей прочности и не ускоряет его износа.

Практическое применение наддува мыслится таким: в двигателе производится повышение степени сжатия до пределов, не требующих переконструирования цилиндров; оставшая часть недостающей мощности до мощности того же двигателя, работающего на

бензине, покрывается наддувом, для чего требуется давление около 0,25 *ати*.

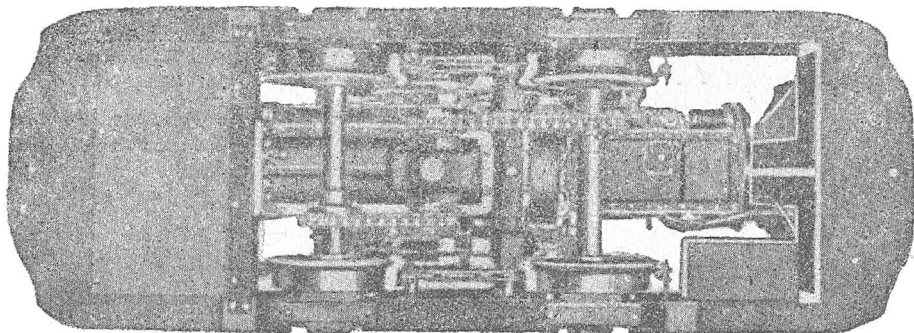
Остается вопрос о выработке наиболее рационального типа наддувных вентиляторов, производства которых пока еще нет.

Типы передач

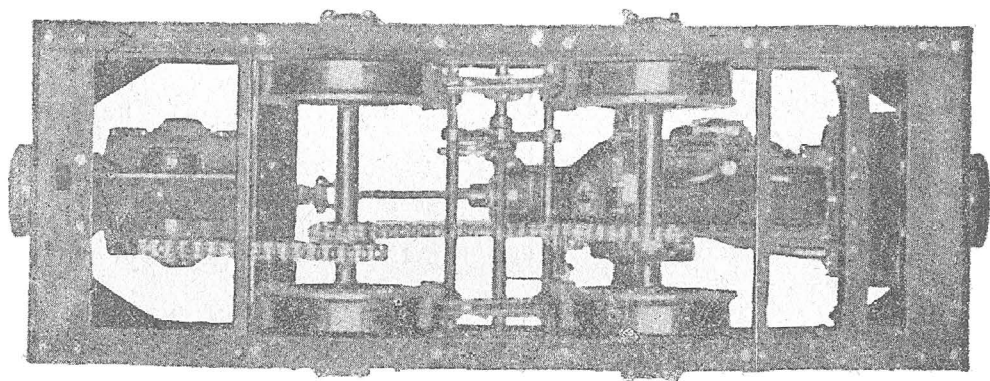
На мотовозах применяются следующие типы передач.

1. Цепная передача

Устраивается она обычно на мотовозах малой и средней мощностей. Роликовые цепи, идущие от поперечного вала редуктора,



Фиг. 26.



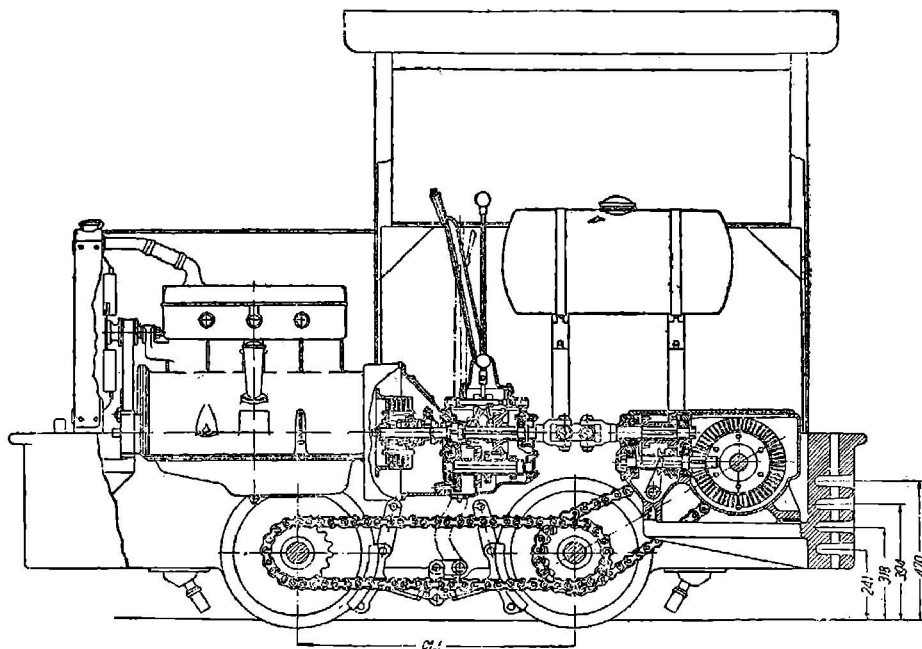
Фиг. 27.

передают крутящий момент или на две оси мотовоза, как у мотовозов Шварцкопфа (фиг. 36) и у мотовозов Калужского завода НКПС (фиг. 2 и 4), или на одну заднюю ось, как у мотовозов завода Бруквиля, Виткомба и др.; передняя же ось мотовоза с задней осью соединяется отдельной роликовой цепью.

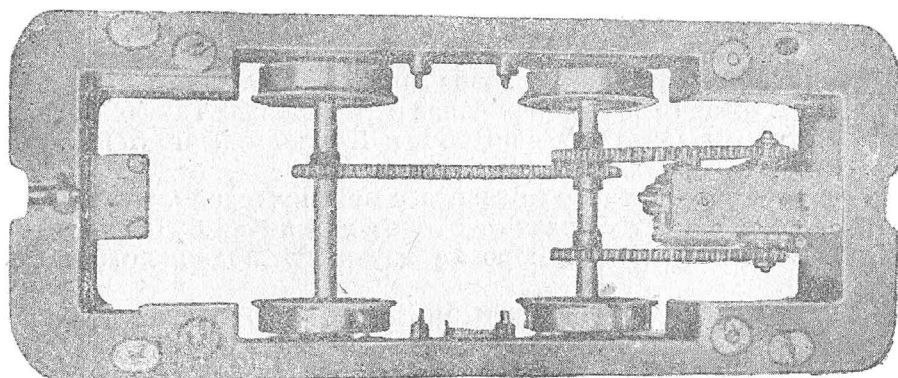
На фиг. 26 и 27 можно видеть устройство цепной передачи на одну и на две оси в мотовозах завода Плимут.

УДК 62-72
(ДПТ)

На фиг. 28 и 29 указана конструкция цепной передачи в мотовозах завода Виткомб. Особенностью этой конструкции являются две цепи, идущие от поперечного вала к задней оси мотовоза, что способствует равномерной передаче усилий.



Фиг. 28.

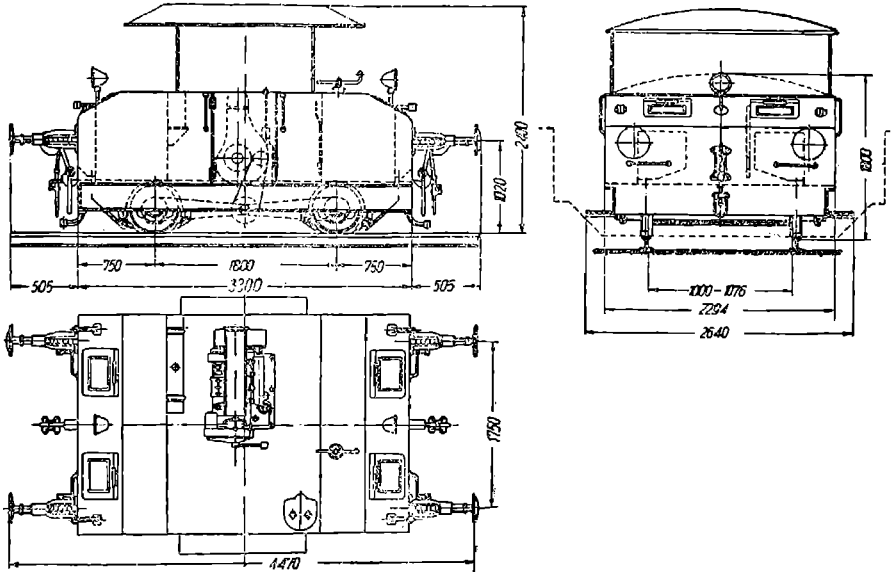


Фиг. 29.

В мотовозах маневрового типа завода Даймлер (Австрия) цепная передача идет от редуктора на промежуточный вал, а затем от промежуточного вала к той и другой оси мотовоза (фиг. 30).

2. Дышловая передача

Применяется в мотовозах средней и большой мощностей и является более надежной конструкцией, чем цепная передача, почему в последнее время начинает применяться и в мотовозах малой мощности. Примером мотовоза с дышловой передачей с двигателем средней мощности может служить мотовоз системы Виндгоф (фиг. 40), а с двигателем большой мощности — мотовоз завода Крупп (фиг. 8) и фирмы Хенслет (фиг. 50).



Фиг. 30.

3. Комбинированная передача

В некоторых типах мотовозов применяется комбинированная передача, т. е. цепная или червячная и дышловая. Такую передачу имеют мотовозы завода Оренштейн и Коппель (фиг. 57) и мотовозы Путиловского завода (фиг. 9).

Примером шестиосного мотовоза с механической комбинированной передачей может служить мотовоз для колеи 600 мм, спроектированный Центральным бюро по изучению подвижного состава (Франция)¹.

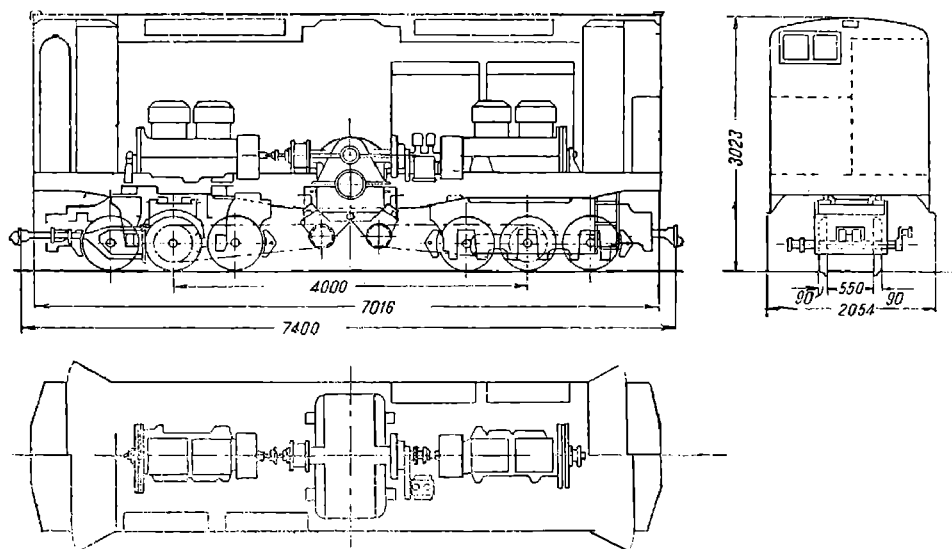
По заданию мотовоз должен иметь вес в 24 т с давлением на ось до 4 т и максимальную скорость до 20 км/час.

Мотовоз должен вписываться в кривые $R=20$ м и преодолевать подъемы $i=0,040$. Кроме того, местное возвышение рельс не должно влиять на его равновесие. Управление и содержание этого мотовоза должно быть несложным. Центральным бюро было представлено два проекта: один с электрической передачей и другой с механической. Опытные мотовозы были построены обоих типов.

¹ Журнал „Revue générale des chemins de fer, Март 1934 г., стр. 281.

Мотовоз с электрической передачей описан в журнале „Revue générale“ в январе 1933 г. Каждый двигатель мотовоза установлен на двух тележках с двумя осями, имеет бензиновый двигатель Пакарда S. И. 4. М мощностью 120 л. с. и весит 17,5 т; два мотовоза, соединенные вместе, имеют мощность 240 л. с. и весят 35 т при длине мотовоза 13 916 мм.

Мотовоз с механической передачей, построенный фирмой Согрет Лонвет, имеет два двигателя Пакарда мощностью по 120 л. с. и установлен на двух-трехосных тележках. Вес мотовоза равен 24,6 т. Длина его между сцепными приборами 7 400 мм; длина кузова 7 016 мм; база между средними осями тележек 4 000 мм; ширина 2 054 мм. Передача комбинированная. От редуктора, поме-



Фиг. 31.

щенного между двумя тележками, идут две цепи на средние оси мотовоза, а остальные оси по три вместе соединены дышлами.

На фиг. 31 можно видеть продольный и поперечные разрезы этого мотовоза. Он оборудован воздушным и ручным тормозом; сжатый воздух поступает для тормоза из компрессора; запуск двигателя производится вручную при помощи демультипликатора; перемена скоростей производится вручную.

Результаты испытаний против ожиданий оказались в пользу мотовоза с механической передачей; такой мотовоз мог перевозить те же составы поездов, что и мотовоз с электрической передачей хотя имел меньший сцепной вес.

Механический к. п. д. этого мотовоза (включая все передачи от вала двигателя до шестерен цепных колес) определяется в среднем 0,83; отношение мощности двигателя к сцепному весу равно 10.

УДК 62-73
(ДНТ)

Род работы

По роду работы различают следующие типы мотовозов:

- 1) легкие маневровые мотовозы,
- 2) тяжелые маневровые мотовозы,
- 3) поездные (товарные и пассажирские),
- 4) мотовозы промышленного и специального типов.

1. Легкие маневровые мотовозы

Ряд железнодорожных управлений в настоящее время стремится повысить экономичность маневрового движения на таких станциях, на которых не имеется специального маневрового паровоза вследствие того, что последний находил бы себе там слишком малое применение. Необходимое маневровое обслуживание в этом случае производится паровозом, передаваемым с одной станции на другую, или же предоставляемым почасно из ближайшего паровозного депо, причем пробег его порожняком вызывает добавочные эксплуатационные расходы. В большинстве случаев для маневровой работы приходится пользоваться проходящими поездными паровозами, при условии удлинения времени остановки поезда. Значительная потеря времени увеличивает стоимость тяги. В этом случае рационально применять специальные небольшие локомотивы, к которым относятся легкие маневровые мотовозы.

Германские ж. д. приступают в настоящее время к опытам в крупном масштабе для определения наиболее целесообразных размеров, типа и формы мотовозов для маневровой работы.

Эти мотовозы должны быть оборудованы двигателями небольшой мощности (не более 40—60 л. с.), поскольку при маневровой работе приходится передвигать небольшие составы с небольшими скоростями.

Особое значение необходимо придать возможности обслуживания мотовоза одним рабочим в целях сохранения низких расходов по обслуживанию. Оборудование и обслуживание мотовоза должны быть настолько простыми, чтобы любой квалифицированный рабочий, знающий двигатель мотовоза, правила технической эксплуатации и сигналы, мог заместить машиниста. Ходовые скорости при нормальной маневровой работе должны быть около 5—10 км/час, но чтобы возможно было быстро покрывать большие расстояния при возвращении с меньшей тяговой нагрузкой, или порожняком, необходимо иметь переключение моторов на скорость в 20—30 км/час.

При обслуживании одним лицом необходимо, чтобы машинист имел хорошую видимость вдоль передвигаемых вагонов.

Машинист должен иногда производить один маневровые работы. С этой целью для машиниста должны быть устроены с обеих сторон мотовоза низкие широкие подножки и теплая закрытая с боков будка, которой следует пользоваться только при движении с максимальной скоростью. Во время маневров машинист должен иметь возможность менять стороны обслуживания. Над боковыми подножками должна быть крышка для защиты обслуживающего лица от непогоды. Все рычаги и ручные маховики для

управления мотовозом должны помещаться с обеих сторон последнего; не должна исключаться возможность управления ими также с помещающегося в середине места для машиниста. Чтобы облегчить маневровую работу и избавить машиниста от необходимости постоянно сходить с мотовоза и подниматься обратно, желательно иметь специальную сцепку, которая производится автоматически при сталкивании мотовоза с вагонами и может снова разъединиться при помощи рычага с места машиниста.

На дорогах СССР в качестве легких маневровых мотовозов широкой колеи употребляются мотовозы Калужского завода НКПС мощностью 40—60 л. с.; чертежи и подробное описание см. в гл. 1. Германские маневровые мотовозы имеют конструкцию, отличающуюся от принятой Калужским заводом. Ниже приводим описание некоторых легких маневровых мотовозов Германии: системы берлинского машиностроительного акц. о-ва, Л. Шварцкопф, системы акц. о-ва мотовозов Гумбальд-Дейтц, системы Рейнского машиностроительного завода акц. о-ва Виндорф и наконец, системы акц. о-ва Штальберг-Хютте.

Все эти системы мотовозов оборудованы двух или трехцилиндровыми двухтактными двигателями Дизеля мощностью от 40 до 50 л. с. и имеют четыре передачи для скорости от 4 до 30 км/час. В конструктивном отношении они в большей или меньшей мере отвечают тем требованиям, которые упомянуты выше.

В качестве двигателя для большинства мотовозов обычно применяется двухтактный двигатель Дизеля; но в целях сравнения некоторые мотовозы оборудованы двигателями с карбюраторами. При выборе руководятся соображениями финансового и эксплуатационного порядка.

Описание этих мотовозов в отдельности приводится ниже и может послужить материалом для проектировки и конструирования мотовозов для нашего транспорта.

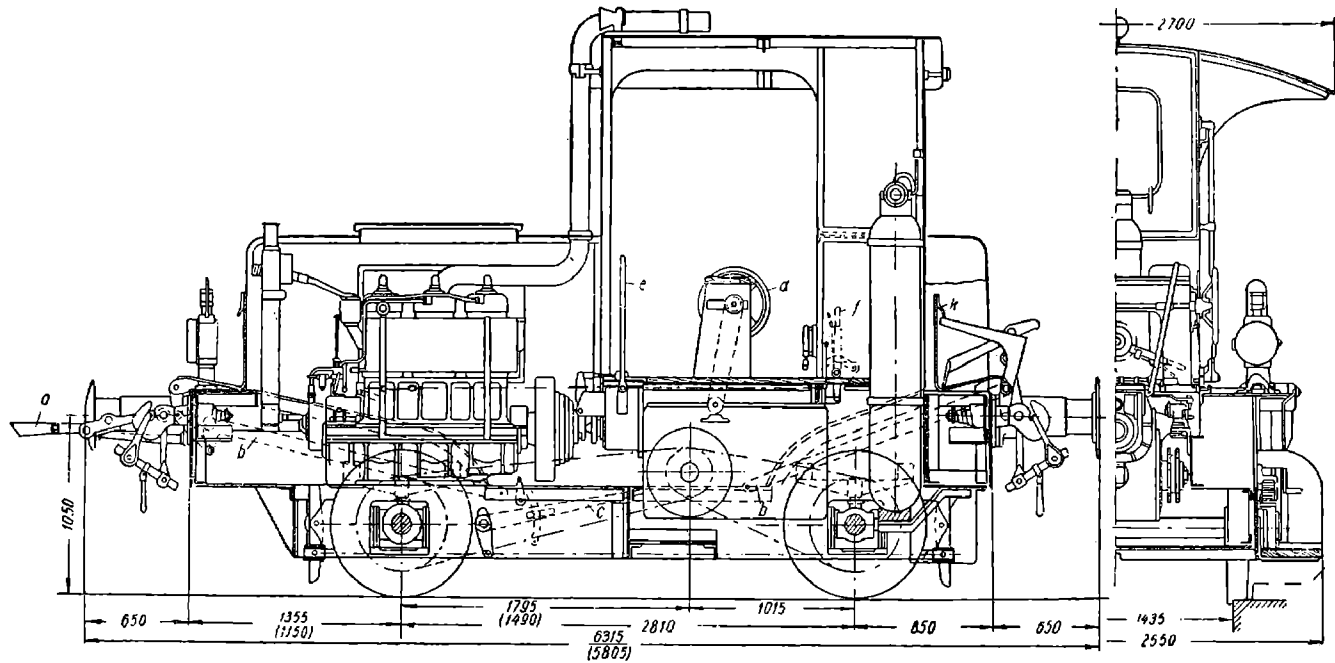
На фиг. 32 изображен общий вид легкого маневрового мотовоза системы Шварцкопф. Назначение отдельных рычагов видно на фиг. 33; там указаны также главные размеры всего мотовоза; служебный вес его 12,1 т.

На фиг. 33 изображена патентованная маневровая сцепка фирмы Шварцкопф, посредством которой сцепление мотовоза с вагоном происходит автоматически при подходе мотовоза к вагону путем накидывания на крюк вагона петли *a* мотовоза. При отцепке мотовоза от вагона петля *a* может быть приподнята посредством нажима рычага *b*. Нажим рычага *b*, а следовательно, и отцепка производится ногой машиниста с подножки мотовоза.

Чтобы автоматическую сцепку совершенно выключить, ее можно откинуть назад и закрепить крюком *k* (фиг. 33, справа).



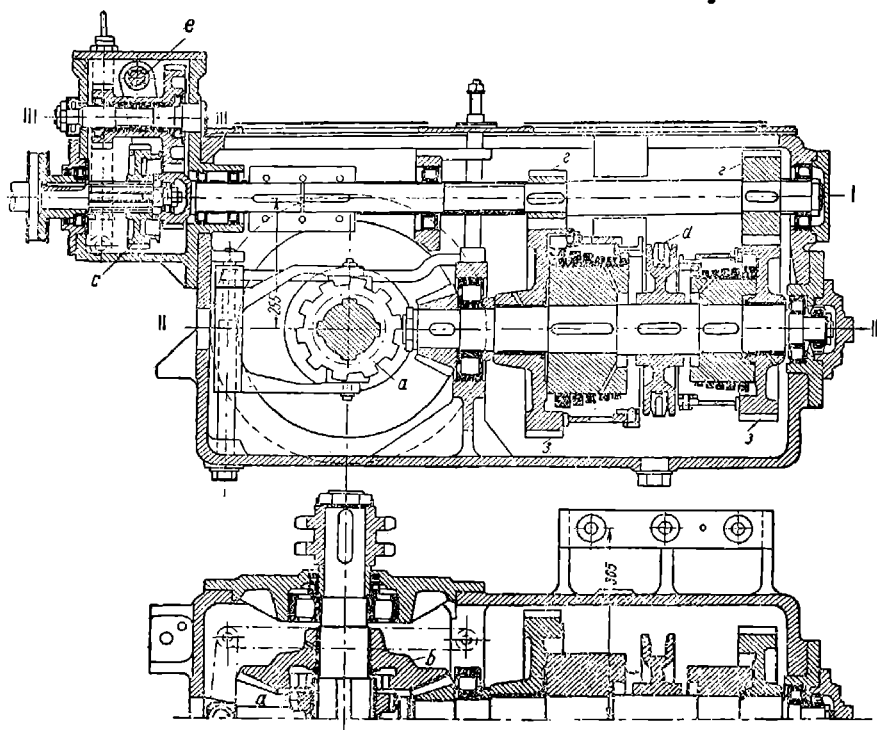
Фиг. 32.



Фиг. 33.

НБ
УДУИТ
(ДИТ)

Наружная главная рама состоит из толстого листового железа и в середине мотовоза имеет вырез для того, чтобы можно было легче перейти через будку машиниста. Оси мотовоза имеют роликовые подшипники; диаметр колес 850 мм соответственно стандартным правилам германских ж. д. На мотовозе осуществлена цепная передача, с помощью которой оси мотовоза получают вращение от мотора. Чтобы возможно было урегулировать натяжение цепи между буксами и буксовым направляющими, помещаются прокладки из листового железа; путем перестановки этих прокладок возможно раздвинуть оси мотовоза и натянуть цепь.



Фиг. 34.

Тормоз действует равномерно на все четыре колеса и тормозит 60% служебного веса; он приводится в действие посредством ножного рычага *c* и автоматически удерживается в положении торможения.

Двигателем мотовоза является трехцилиндровый двухтактный мотор Дизеля мощностью в 40 л. с. при 600 об/мин. Более подробные данные о моторе приведены ниже в описании мотовоза системы Дейтц. Мотор и передача расположены в специальных продольных балках. Работа мотора передается ведущим колесам при помощи передаточного вала, цепной передачи, цепных колес посредством двухступенчатой зубчатой передачи. При разных скоростях мотовоз может развивать следующую силу тяги на крюке (табл. 22).

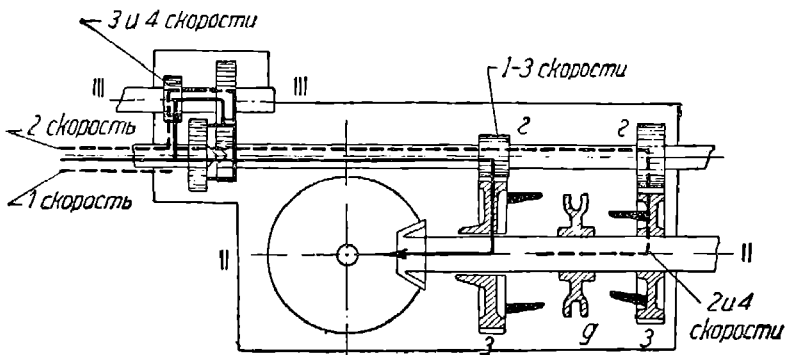
УДК
(ДТТ)
17

ТАБЛИЦА 22

Скорость в км/час .	4,92	9,6	14,8	29
Сила тяги в гк	1 500	700	455	225

На фиг. 34 изображен разрез коробки передачи с постоянным зацеплением шестерен. На валу I—I имеются два зубчатых колеса 2—2, жестко связанные с валом и находящиеся в постоянном зацеплении с зубчатыми колесами 3—3, вращающимися на валу II—II свободно. Включение первой и второй скорости производится при помощи затяжки пружин, передвижением по валу II—II муфты.

Для включения третьей и четвертой скоростей необходимо рычагом *e* сдвинуть муфту *c* (вправо и влево) и включить ее с шестернями, сидящими на валу III—III. Схема включения всех четырех скоростей приведена на фиг. 35.



Фиг. 35.

Главная муфта между двигателем и коробкой скоростей остается всегда включенной, и потому при включении ступени требуется лишь поворот ручного маховика. Для перемены хода служит кулачковая муфта *a* на передаточном валу, которая включается с одним из конических зубчатых колес *b*.

Фирмой Шварцкопф была произведена поставка для германских ж. д. подобных мотовозов с четырехцилиндровыми и четырехтактными моторами. Мотор имеет диаметр цилиндров 103 мм и ход поршня 166. Эффективная мощность при 1 000 об/мин равна 42 л. с. Расход горючего при полной нагрузке равен 265 г на л. с./час. Все главные подшипники смазываются маслом посредством зубчатого насоса. Крышки и стенки цилиндров охлаждаются водой, циркуляция которой поддерживается посредством центробежного насоса; вода в свою очередь охлаждается в холодильнике, расположенном в передней части мотовоза. Мощность и сила тяги приблизительно такие же, как в выше описанном мотовозе Шварцкопфа. Основные размеры последнего из упомянутых мотовозов указаны на фиг. 33. Служебный вес равен только 10,9 т.

Маневровый мотовоз системы Дейтц в отношении своей общей конструкции не имеет особого различия с системой Шварцкопфа.

Двигателем мотовоза является трехцилиндровый двухтактный мотор Дизеля системы Дейтц без компрессора (максимальное давление поршня 12 ат), работающий на газолине, нормальной мощностью в 40 л. с. при 600 об/мин и максимальной мощностью в 44 л. с. Мотор имеет диаметр цилиндра 150 мм и ход поршня 220 мм. Расход газолена при полной нагрузке равен 200 г на л. с./час. Подача воздуха производится через всасывающие клапаны, перед которыми находится камера с установленными на ней двумя воздушными фильтрами системы Дельби. Цилиндры и цилиндрические крышки охлаждаются водой. Каждый цилиндр снабжен топливным насосом, причем все три насоса для горючего выполнены в виде одного блока. Ход поршня насоса и, следовательно, подача горючего регулируется с помощью регулятора, который передвигает кулаки соответствующего профиля. Помещающаяся в головке цилиндра топливная форсунка открывается при давлении в насосе в 70 ат. Запуск мотора производится посредством сжатого воздуха. Последний нагнетается из третьего цилиндра в период сжатия через особый зарядный клапан во время работы и собирается в воздушный баллон. Подшипники коленчатого вала имеют круговую смазку помощью зубчатого масляного насоса; подшипники шатуна, поршни и поршневые пальцы смазываются помощью центрального смазочного прибора. Прикрепленный к мотору резервуар для горючего вмещает запас в 80 л. с., достаточный для маневровой работы в течение 10 час.

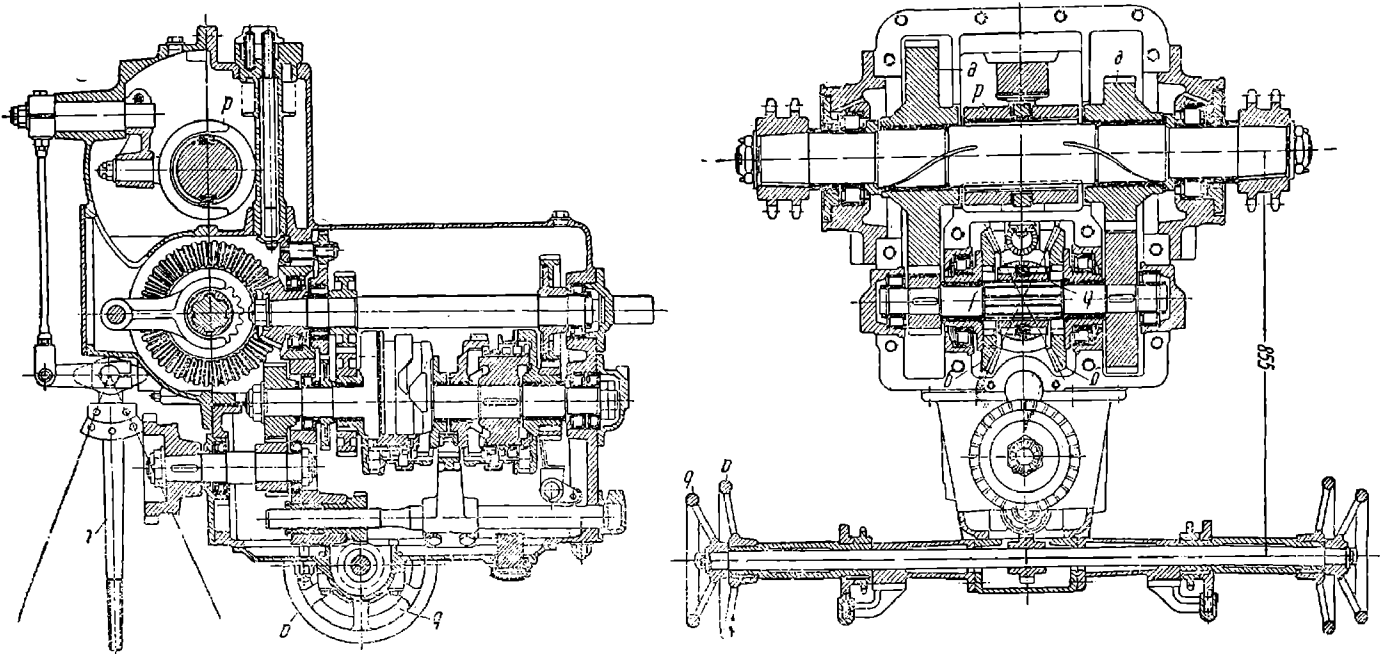
С коробкой скоростей двигатель соединяется посредством другой муфты системы Бибби. Мощность двигателя передается ведущим осям через вал и посредством двух цепей. Перелача (фиг. 36) установлена в раме мотовоза вместе с мотором на специальных продольных балках. Скорости первая и вторая включаются путем сцепки спиральных ленточных муфт *С* помощью ручного маховичка *б*. Для двух следующих скоростей передаточный вал может быть сцеплен посредством кулачковой муфты *д* с любой из вращающихся на ней пар зубчатых колес *е*. Для изменения направления движения промежуточный вал *ф* соединяется с соответствующим коническим колесом *г* посредством зубчатой передвигной муфты *н*. Включение передачи для быстрого хода производится посредством рычага *г*, а включение для перемены направления движения — посредством ручного маховичка *а*. Передача смазывается посредством помещающегося в кожухе коробки насоса с зубчатым колесом.

Сила тяги при различных скоростях имеет следующие величины (табл. 23).

ТАБЛИЦА 23

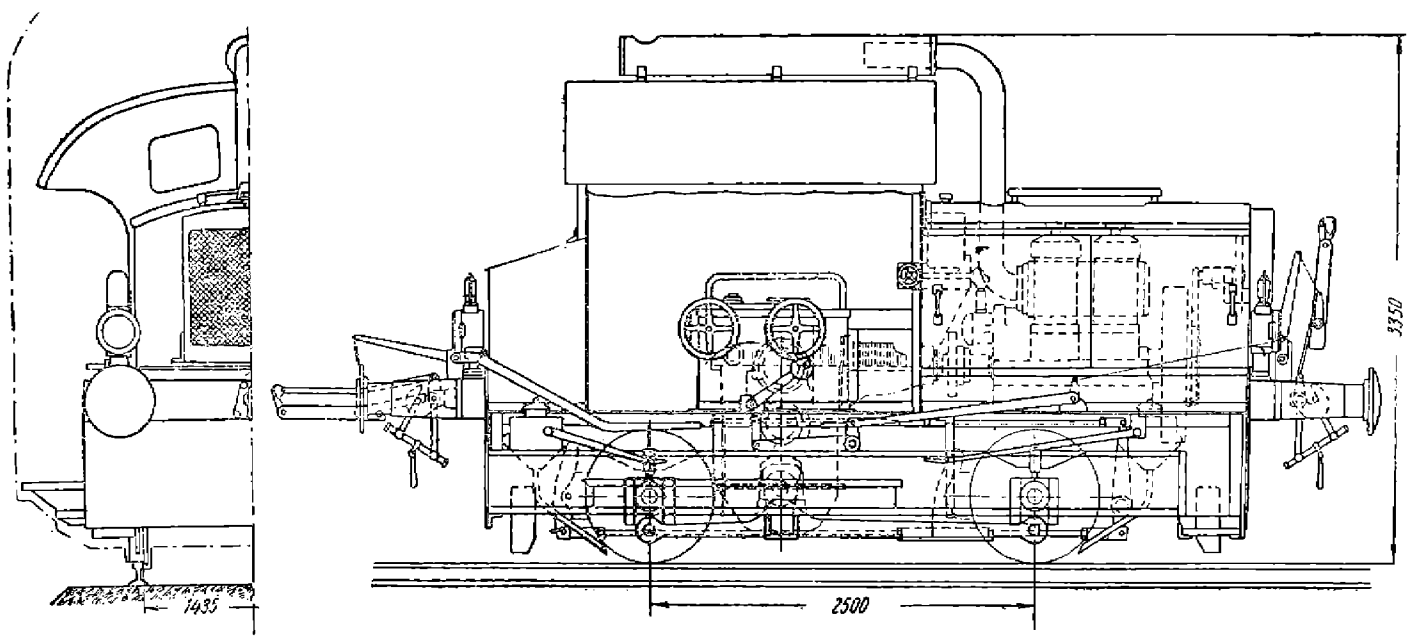
Скорость в км/час .	4,0	7,8	15	29,2
Сила тяги в кг	1 920	920	460	220

Диаметр колес равен 850 мм. Песочница работает посредством ногого рычага. Тормоз ногого рычага действует как уравни-



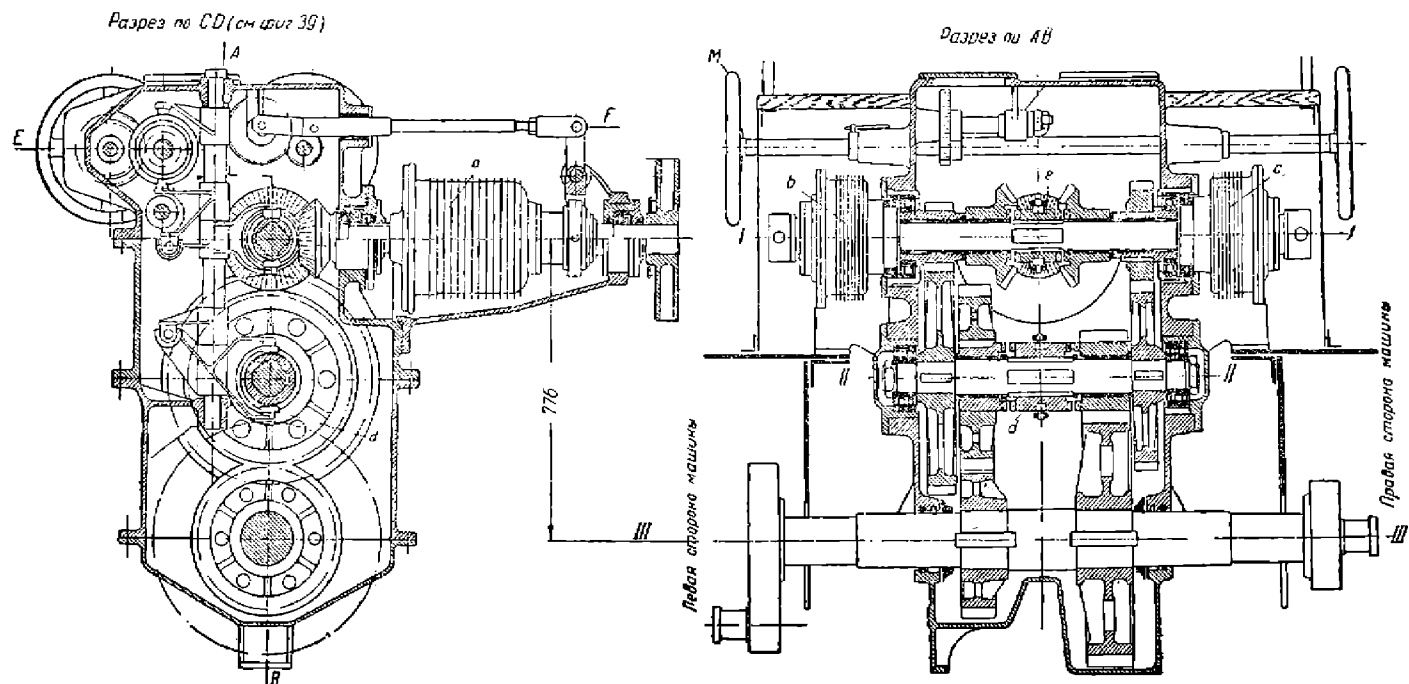
Фиг. 36.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)



Фиг. 37.

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

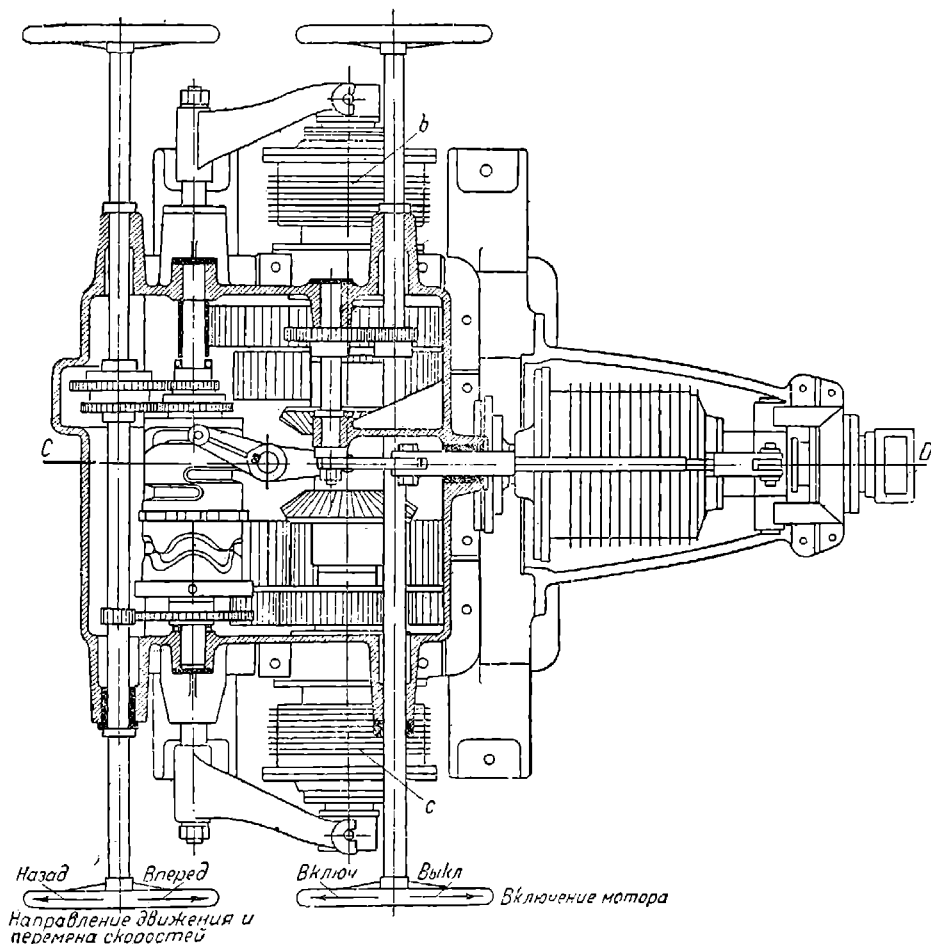


Фиг. 38.

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

тельный тормоз на все четыре колеса; маневровая сцепка такая же, как и в конструкции Шварцкопфа. Удлинение цепей может выравниваться посредством листовых прокладок между буксами и направляющими полосами в раме. Для сигнализации служит тифон системы круппа, работающий посредством воздуха из пускового резервуара.

Разрез по EF (см. фиг. 38)



Фиг. 39.

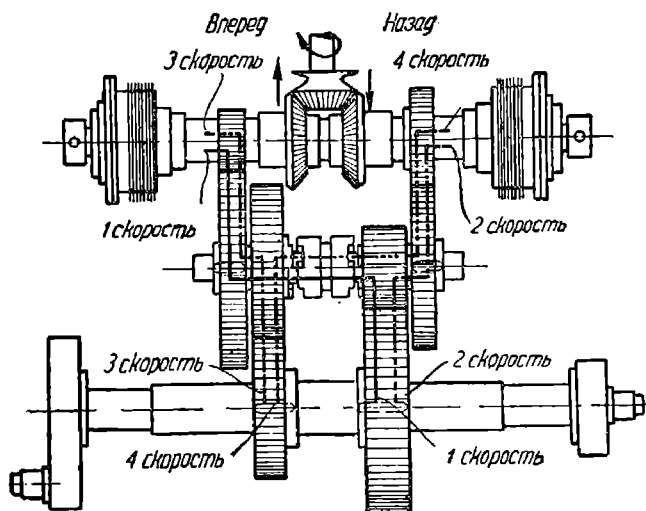
Мотовоз системы Виндгоф, выпускаемый Рейнским заводом (Германия) во многих отношениях отличается от описанных выше типов. Так, например, его рама устроена в виде коробки, помещающейся между колесами, со связями жесткости в нескольких местах, проходящими от буфера до буфера на одинаковой высоте. Этот мотовоз отличается также особым типом приводного механизма, представляющего собой передаточный вал с дыловым

приводом. Чтобы сделать возможным удобный переход через будку машиниста, устроена боковая подножка на высоте 480 мм над головкой рельсов. На этой высоте габарит мотовоза допускает большую ширину, поэтому подножка обслуживающего персонала также могла бы быть сделана более широкой. Легкость подъема на мотовоз этим не затрудняется, потому что разница в высоте между подножкой для машиниста и проходящими на всей длине мотовоза подножками составляет всего 480 мм. Главные размеры мотовоза показаны на фиг. 37. Служебный вес равен приблизительно 13 т.

Двигатель представляет собой вертикальный двухцилиндровый двухтактный мотор мощностью около 48 л. с. при 450 об/мин. Диаметр цилиндров равен 185 мм, а ход поршня 230 мм. При полной полезной нагрузке мотор расходует горючего 190 г на л. с. ч.

Каждый цилиндр имеет особый впрыскивающий насос под давлением около 300 ат, который в то же время производит распыливание подаваемого горючего посредством закрытой форсунки с многочисленными отверстиями.

Все подшипники смазываются посредством масляной системы Бош. Отработанное масло нагнетается особым насосным устройством в собирательный



Фиг. 40.

резервуар и после очистки может быть снова использовано. Запуск мотора производится посредством сжатого воздуха из резервуара с давлением в 30 ат, который аккумулируется во время работы мотора посредством особого отборочного клапана в период сжатия в резервуар для воздуха.

Приводимый механизм (фиг. 38—39—40) может иметь по четыре скорости для переднего и заднего хода и имеет переключательное устройство для перемены направления движения. Между мотором и передаточным механизмом помещается главная пластинчатая муфта разгона *a*, которая должна начать работать при первом пуске в ход после включения первой скорости. Для включения разных скоростей на первом передаточном валу *I—I* (фиг. 38 и 40) имеются две двигающиеся в масле пластинчатые муфты *b* и *c*, а также на втором передаточном валу *II—II* имеется кулачковая муфта *d*. Все зубчатые колеса вращаются совместно. Путем поворачивания ручного маховика *M* могут быть включены последовательно все четыре скорости.

УДК
(ДИТ)

Изменение направления движения производится посредством поворота того же ручного маховика, помещающегося на первом передаточном валу, в результате чего кулачная муфта *e* передвигается и включает соответствующую коническую зубчатку.

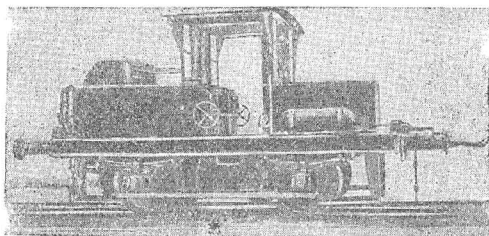
Это производится во время стоянки мотовоза. Расположенные под углом в 90° кривошипы передаточного вала соединяются с дышлами.

Сила тяги при различных скоростях выражается следующими величинами (табл. 24).

ТАБЛИЦА 24

Скорость в км/час	4	9	16	34
Сила тяги в кг .	2 500	1 150	650	300

Все разобранные выше типы мотовозов имеют, как мы видели, специальную раму. Существуют однако типы, и не имеющие таковой. Как на пример можно привести мотовоз системы Штольберг Хютте (Германия), установленный на тележке из профильного железа подобно тележке товарных вагонов. Оси с колесами диаметра 1 000 мм; осевые буксы, ресоры и буксовые лапы соответствуют стандартным правилам германских ж. д. Вращение от мотора передается одной из двух осей, непосредственно зубчатой передачей. Сцепной вес ведущей оси равен 12 т, общий служебный вес — 18 т (фиг. 41).

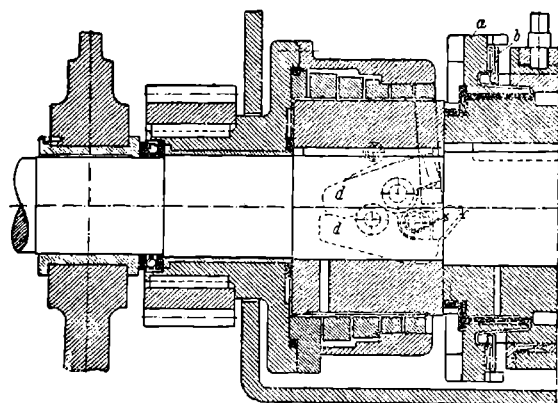


Фиг. 41.

Мотор представляет собой вертикальный двухтактный двигатель Дизеля собственной конструкции без компрессора и установлен поперек продольной оси мотовоза. Его фундаментная плита лежит вместе с приводным механизмом на особой вспомогательной раме. Мотор имеет диаметр цилиндра 185 мм, ход поршня 220 мм, мощность 36—40 л. с. при 500 об/мин, расход горючего около 220 г на л. с./час при газолине с теплопроизводительностью 10 000 кал на 1 кг. Подшипники коленчатого вала имеют кольцевую смазку; поршни, поршневые болты и коренные подшипники смазываются посредством особого смазочного аппарата.

Запуск мотора происходит при помощи аккумуляторного воздуха. Цилиндры и головки цилиндров охлаждаются водой, которая нагнетается насосом в резервуаре, откуда она стекает вниз через гофрированные железные листы по шахтообразным вставкам в водяной бак. Против течения воды всасывается свежий воздух посредством выхлопных газов, которые отводятся вверх через вставки для охлаждения. Резервуар для горючего помещается около цилиндра мотора и имеет емкость около 80 л.

В отличие от всех описанных выше приведенный механизм этого мотора устроен так, что для каждого изменения направления все четыре скорости можно переключить одну за другой без разъединения главного соединения. Для общего включения движения, в том числе и для изменения направления движения, имеется только один ручной маховичок, положение которого указывается на соответствующем градуированном круге посредством особой стрелки. Как показано на фиг. 42, имеется пять спиральных ленточных муфт со свободным ходом системы Узингер, включение которых производится тем, что вспомогательная пластинчатая муфта *b* увлекает за собой захватную шайбу *a*, а последняя же посредством зажимов *c* и рычага *d* зажимает пружину. Если вал вращается быстрее, чем муфта, то захватная шайба отодвигает зажимы и переводит мотор на свободный ход.



Фиг. 42.

Одно из таких сцеплений помещается на маховике двигателя и включает передачу во время стоянки мотовоза.

Применение четырех сцеплений свободного хода в передаче позволяет, при включенном ходе, делать переключение ступеней, минуя первую, вторую и третью скорости, на следующую, не прерывая подачи энергии. Включенная муфта автоматически выключается,

когда вновь включенная муфта пришла в действие и приняла на себя передачу энергии. В том случае, когда мотовоз движется под уклон скорее, чем это соответствует включенному ходу, муфта этой ступени автоматически выключается и снова включается после уменьшения скорости. Вследствие этого обслуживание значительно упрощается, и перевод на более тихий ход при более высоких скоростях не вредит передаче. Ножной рычажный тормоз действует на колеса ведущей оси с обеих сторон.

Сила тяги выражается в следующих цифрах (табл. 25).

ТАБЛИЦА 25

Скорость в км/час	4	7,8	15	30
Сила тяги в кг .	1800	850	400	160

Большая часть описанных маневровых мотовозов находится в постоянной работе. Об общей экономичности, включая расходы на содержание, можно судить только по истечении более продолжительного времени использования мотовозов.

УДМУТ
(ДИТ)

Наибольшее внимание заслуживают мотовозы, изготовленные фирмой Брейера в Германии (Франкфурт на Майне), снабженные особым приспособлением, которое дает возможность увеличивать собственный вес мотовоза. Достигается это посредством находящегося на мотовозе домкрата, который подводится под буферный брус вагона и приподнимает одну сторону его, передавая таким образом часть его веса на ось мотовоза, находящуюся под домкратом. Домкраты находятся с двух сторон мотовоза для работы с одной и другой стороны.

Увеличение веса мотовоза дает большее сцепление колес с рельсами, и тем самым сила тяги мотовоза может быть увеличена больше, чем в два раза.

Ниже приведена табл. 26, в которой указана спецификация мотовоза трех типов, изготавливаемых названной фирмой (табл. 26).

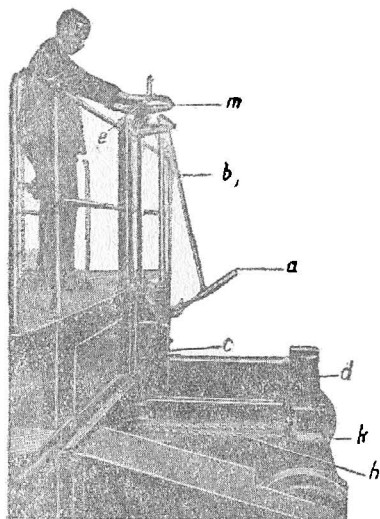
ТАБЛИЦА 26

Спецификация мотовозов	Типы мотовоза		
	II	III	IV
Число цилиндров	4	4	6
Мощность мотора в л. с.	28	40	65
Число об/мин вала	1 600	1 000	1 300
Сила тяги на крюке без дополнительной нагрузки в кг	600	950	1 200
Сила тяги на крюке с дополнительной нагрузкой от вагона в кг	1 400	2 100	2 500
Длина мотовоза в мм	2 140	2 870	3 080
Ширина мотовоза в мм	2 180	2 900	3 000
Высота	1 440	2 315	3 230
Служебный вес в кг	2 400	3 800	5 230
Расход горючего в л/час	3—4	5—6	7—8
Три скорости в км/час	от 3 до 15	от 3 до 15	от 3 до 25

Двигателем на этих мотовозах служат четырехтактные моторы с карбюратором, работающие на бензине, бензоле и других смесях, применяющихся в авто-деле. Пуск мотора облегчается особым сцеплением у зажигания магнето, которое дает сильную искру при малом числе оборотов. Для охлаждения служат пластинчатый радиатор и вентилятор. Вода в радиатор подается центробежным насосом. Передача состоит из нескольких скоростей для каждого направления движения. Валы имеют роликовые и шариковые подшипники. Передача от зубчатой передачи на ходовые оси производится посредством роликовых цепей. Тормоз колодковый установлен на все четыре ходовых колеса.

Особенностью этого типа мотовоза является легкость прицепки и отцепки, производящиеся даже во время движения. Мотовоз управляется одним человеком, причем все операции по управлению мотовозов, отцепку и прицепку производит вожатый, не сходя с места. На фиг. 43 и 44 видно устройство сцепки и домкрата.

С места машиниста может быть наброшена на крюк железнодорожного вагона качающаяся и регулируемая сцепная петля *a*. Эта петля может быть натянута посредством ручного рычага *b* с эксцентриком и закреплена. На фиг. 44 указан момент сцепки мо-

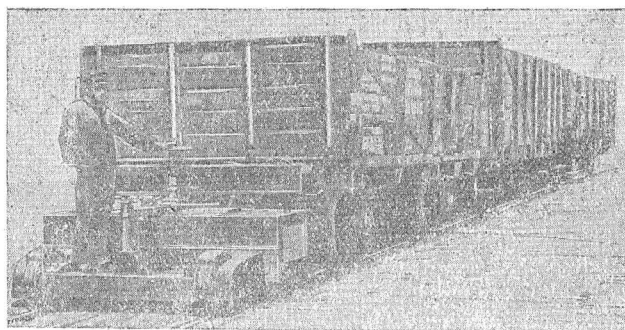


Фиг. 43.



Фиг. 44.

товоза с вагоном. Буфера вагона упираются в горизонтальный буферный брус мотовоза *c*, который может для лучшего прохождения по кривым вращаться около вертикальной оси. Непосредственно под осями находится домкрат *d*, который может двигаться



Фиг. 45.

на роликах *k* при прохождении состава по кривым. Домкрат может быть сдвинут вправо или влево особым рычагом *e* с места вожатого; передвижение домкрата в стороны необходимо при сцепке мотовоза с вагоном, во избежание задевания его свешивающиеся сцепные приборы и

тормозные рукава вагона. Домкрат закрыт кожухом и обслуживается с места вожатого посредством ручного колеса *m* и цепной передачи *h*.

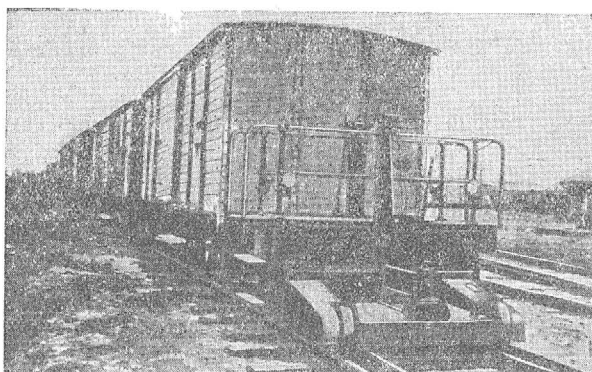
На фиг. 45 представлен общий вид мотовоза типа II. Этот тип может быть использован для легкой маневровой работы, когда

УДК 621.1
(ДПТ)

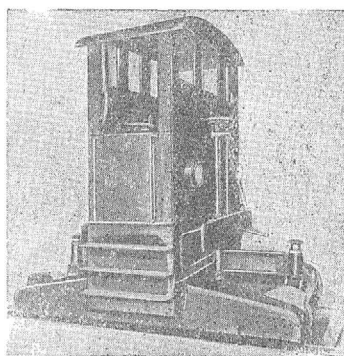
требуется производить маневры с тремя, четырьмя вагонами. Вес состава в тоннах при различных уклонах и радиусах закруглений указаны в табл. 27.

ТАБЛИЦА 27

Радиус закругления в м	Вес состава в т на уклонах в тысячных долях								
	0	1	2	4	8	10	12,5	20	25
На прямом участке	230	200	175	140	100	90	75	55	45
250 м	155	140	130	110	85	75	65	50	42
200 "	140	130	125	100	80	70	62	47	40
На кривых	175	115	105	95	75	65	60	45	39
с радиусом	150	115	105	90	70	63	55	44	38
125 "	100	95	90	80	65	60	50	40	35
100 "	75	70	65	60	55	50	45	36	32



Фиг. 46.



Фиг. 47.

На фиг. 46 представлен общий вид мотовоза типа III; этот тип может быть выгоден в том случае, если требуется производить маневры с составом, состоящим из шести и семи вагонов. Вес состава в тоннах при различных уклонах и радиусах закруглений указан в табл. 28.

ТАБЛИЦА 28

Радиус кривой в м	Вес состава в т на уклонах в тысячных долях								
	0	1	2	4	8	10	12,5	20	25
На прямом участке	350	300	260	210	150	130	115	80	65
250 м	230	210	190	160	120	110	100	75	62
200 "	210	190	175	150	115	105	95	70	60
На кривых	175	190	175	160	140	110	100	90	65
с радиусом	150	175	160	150	130	105	95	85	64
125 "	150	140	130	115	95	90	80	62	54
100 "	110	105	100	90	80	70	65	55	50

На фиг. 47 указан общий вид мотовоза типа IV. Состав поезда для этого мотовоза может достигать до восьми груженных вагонов. Вес состава при различных уклонах и радиусах кривой указан в табл. 29.

ТАБЛИЦА 29

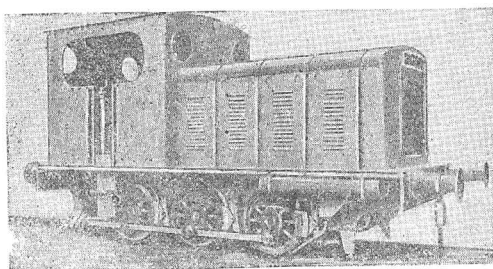
Радиус кривой в м	Вес состава в т на уклонах в тысячных долях									
	0	1	2	4	8	10	12,5	02	25	
На прямом участке	420	357	312	250	178	156	135	96	80	
На кривых с радиусом	250 м	278	250	227	192	147	132	116	86	73
	200 "	250	227	208	178	139	125	111	83	71
	175 "	227	208	192	167	132	116	106	80	69
	150 "	208	192	178	156	125	113	102	78	67
	125 "	178	167	156	139	113	104	94	73	64
	150 "	132	125	119	109	92	86	66	64	56

Мотовозы Брейера работают в разных отраслях нашей промышленности и имеют вполне удовлетворительные отзывы.

2. Тяжелые маневровые мотовозы

К числу тяжелых маневровых мотовозов относятся двухосные мотовозы Круппа (фиг. 8) и трехосные мотовозы Калужского завода мощностью 300 л. с.

Кроме этих двух типов укажем на 150-сильный мотовоз фирмы Генслет (Англия)¹. Эта фирма посвятила много времени на то, чтобы сконструировать такой мотовоз, который мог бы соединить в себе все достоинства хорошего локомотива.



Фиг. 48.

Выпущенный этой фирмой мотовоз имеет три ведущие оси (фиг. 48). Он снабжен автоматическим переключателем перемены скорости, оборудован воздушными тормозами, сконструирован для работы на путях с нормальной шириной колеи и имеет жесткую

базу в 2400 мм. Вес в рабочем состоянии 19 т. Рама, колеса, оси и рессоры сделаны по стандарту парового локомотива; коробки, буксы и пр. — из литой стали. Горючим служит нефть, которая всасывается в цилиндры по принципу безвоздушного распыливания, причем для каждого цилиндра имеется отдельный насос. Все шесть цилиндров отлиты вместе (моноблок). Цилиндры и покрышки (но не поршни) охлаждаются водой. Циркуляция воды производится насосом (принудительное водяное охлаждение). Регулировка скоро-

¹ Railway Gazette, март № 25 за 1932 г., стр. 471; Diesel Railway Traction, № 23 за 1934 г.

стей производится посредством рычага, которым возможно уменьшать или увеличивать количество горючего, подаваемого насосом. Смазка подшипников производится под давлением. Для пуска в ход машины в кабинке имеется маленький двухцилиндровый керосиновый двигатель с водяным охлаждением. Чтобы облегчить пуск в ходе мотора имеется приспособление, посредством которого впускные клапаны могут оставаться некоторое время открытыми. При нормальной маневровой работе расход топлива достигает 67,5 л в день. Механическая передача сцепления осуществлена на принципе трения и имеет воздушный охладительный прибор. Коробка скоростей, изготовленная фирмой Давид Броук в г. Хедерсфильде (Англия), имеет четыре скорости в обоих направлениях. Коробка передач с постоянным зацеплением шестерен. Таким образом износ зубьев шестерен получается значительно меньшим, чем износ зубьев при скользящих шестернях. Шестерни на роликовых подшипниках. Ящик с шестернями весит около 3 т, приделан к раме и скрепляет ее (представляя как бы стойку между рамами). Самая замечательная часть машины — патентованный механизм для перемены скоростей (в шестернях), который позволяет водителю выбирать в любой момент нужную шестерню. Шестерни включаются автоматически педалью сцепления без работы руками.

Такое устройство шестерен позволяет регулировать работу машины и приспособлять один и тот же мотовоз как к тяжелым поездам, так и к поездам дальнего следования с большой скоростью.

ТАБЛИЦА 30

Скорость движения в км/час	Сила тяги в кг	Вес поезда в т на уклонах в тысячных долях		
		0	10	20
7,6	4 310	231	96	60
13,7	2 391	124	51	30
25,8	1 272	615	23	12
45,6	717	315	9	3

Мотовоз может работать 24 часа в сутки в течение 6 дней. За это время работы он делает 45 600 км.

3. Поездные мотовозы

На ширококолейных ж. д., где от локомотива требуется большая мощность, мотовозы уступают тепловозу, что относится как к пассажирскому, так и к товарному транспорту, на узкоколейных же дорогах, где не требуется столь мощных локомотивов, мотовозы могут нести не только маневровую службу, но и поездную, службу для передвижения как товарных, так и пассажирских поездов.

Для ознакомления с работой мотовозов на узкоколейных путях опишем работу мотовоза с двигателем Дизеля, изготовленного акц. о-вом Берлинского машиностроения для железнодорожной компании

в Марокко для ширины колеи в 600 мм при типе рельс с допускаемой нагрузкой на ось в 4,2 т¹.

По заданию мотовоз должен передвигать поезд весом в 100 т на подъемах с уклоном в 0,015 и 0,020, а также поезда в 130 т на подъемах с уклоном в 0,010 по кривым радиуса $R=30$ м, при наружной температуре 40—50°. Кроме того заказчик требовал, чтобы рама была неподвижная с установкой осей 1—3—1.

Характеристика мотовоза, описание его и данные эксплуатации приведены ниже в (табл. 31).

ТАБЛИЦА 31
Характеристика мотовоза и мотора

№ по пор.	Характеристика	
1	Мотор четырехтактный — дизель фирмы М. А. Н. с компрессом	—
2	Число цилиндров	6
3	Мощность двигателя	150 л. с.
4	Число оборотов вала	900 в мин.
5	Диаметр цилиндров	160 мм
6	Ход поршня	220 "
7	Расход горючего при работе на газолине	200 г/л. с. час
8	Расход смазки	5 г/л. с.
9	К. п. д. передачи	0,87
10	Мощность на ободу колес	113 л. с. ²
11	Число ступеней скорости	5
12	Скорость на I передаче	5 км/час
13	" " II "	8,3 "
14	" " III "	12 "
15	" " IV "	20 "
16	" " V "	26 "
17	Сила тяги при скорости в 5 км/час	6150 кг
18	" " " " 8,3 "	3700 "
19	" " " " 12 "	2060 "
20	" " " " 20 "	1450 "
21	" " " " 26 "	1180 "
22	Отношение $\frac{\text{эффективная мощность}}{\text{сцепной вес}} = \frac{130}{12,6}$	10,3

Особенностью конструкции мотора являются два насоса, приводимые в действие от мотора. Один из этих насосов подает смазывающее масло, поступающее в него из особого резервуара через фильтр к местам смазки мотора, другой же засасывает масло из картера и затем подает его обратно в резервуар, попутно охлаждая его через холодильник. При повреждениях холодильника или при очень холодной погоде холодильник может быть выключен посред-

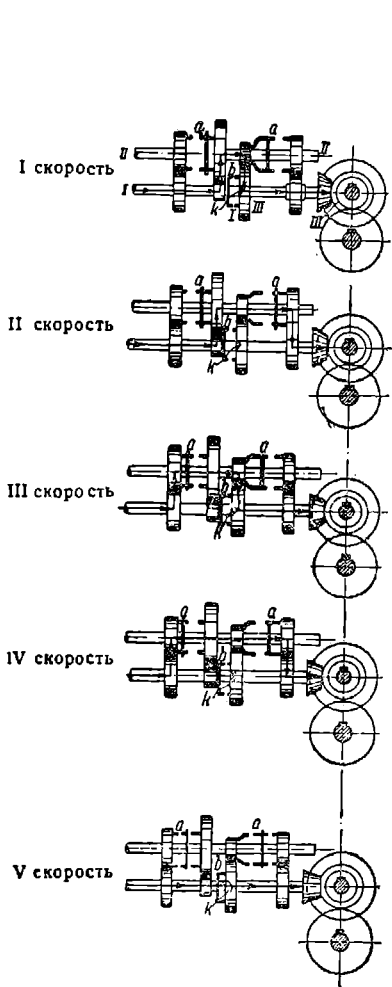
¹ 150 P. S. D eselgetriebe locomotiv für Marokko von D. Sng. O. Stamm V. D. J. 1932, № 6, S. 136.

² Из номинальной мощности в 151 л. с. вычтена мощность, идущая на приведение в действие компрессора и вентилятора в 11 л. с. и в 9 л. с. на снижение вследствие высокой температуры окружающей среды. На ободу колес получим мощность в 133 л. с.

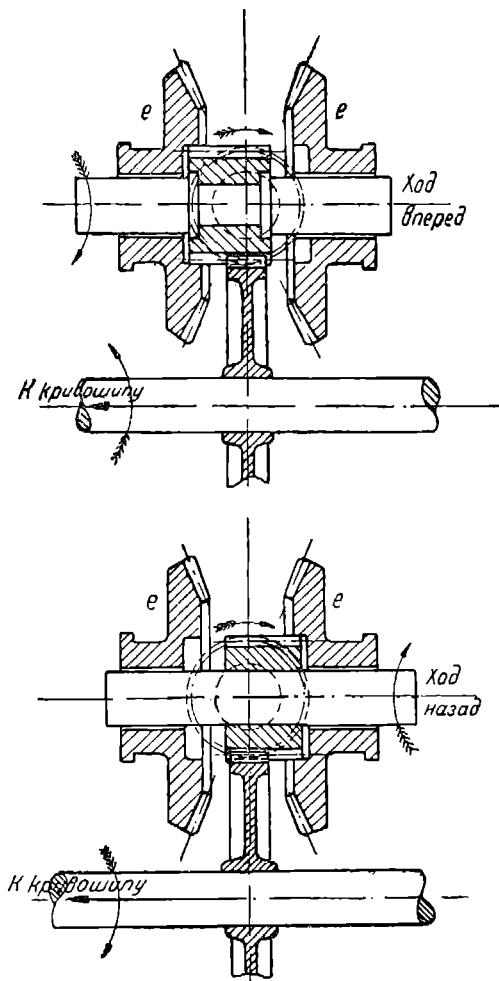
УДК
(ДНТ)

и III—III насажены наглухо, тогда как зубчатые колеса на валу II—II могут вращаться свободно. Все валы передачи снабжены роликовыми подшипниками.

Кулачные муфты *a—a* действуют одновременно и служат для включения первой, второй, третьей и четвертой скоростей. Кулачная муфта *b* служит для включения пятой скорости. Схема включения всех пяти скоростей указана на фиг. 50.



Фиг. 50.



Фиг. 51.

Все пять скоростей могут действовать при движении мотовоза в обе стороны при помощи реверса.

Ограниченность места на мотовозе при ширине колеи в 600 мм вызвала необходимость устройства реверса особой конструкции, в которой применен подвижной вал IV—IV (фиг. 49, справа). На этом валу неподвижно укреплено ведущее малое зубчатое колесо *a* и свободно насажены две конические зубчатые шестерни *e*. По-

следние снабжены внутренними зубцами, соответствующими зубцам малого ведущего колеса d . При смещении вала $IV—IV$ вправо или влево малое зубчатое колесо сцепляется с внутренней частью одной из двух конических зубчатых шестерен, чем и определяется направление движения мотовоза. Схема включения зубчатых конических шестерен с малым зубчатым колесом на валу $IV—IV$ приведена на фиг. 51.

Смещение вала и малого ведущего зубчатого колеса производится при помощи сжатого воздуха без посредства передаточных стержней.

Точно также включение и выключение кулачных муфт для перемены скоростей производится посредством рычагов и цилиндра f , работающего сжатым воздухом (фиг. 49).

Самое включение той или иной муфты производится с поста машиниста ручным маховиком, которым приводится в действие специальный золотник, направляющий сжатый воздух к определенному цилиндру муфт.

Так как на основании опыта установлено, что во время эксплуатации расход сжатого воздуха на управление, торможение, посылку песком и сигнализацию сильно колеблется, а установка слишком большого компрессора невыгодна, то устроен ряд специальных приспособлений, например, специальный клапан, через который часть выхлопных газов может поступать в резервуар сжатого воздуха. Таким образом пополняется недостаток сжатого воздуха при длительных спусках, во время которых много сжатого воздуха расходуется на торможение и сигнализацию. Благодаря этому при повреждениях компрессора локомотив не лишается возможности работать, так как пополнение резервуара идет за счет выхлопных газов. Последние вследствие расширения при поступлении в резервуар настолько охлаждаются, что, как показывает практика, механизмы управления не подвергаются опасности.

Для регулирования числа оборотов мотора, а вместе с тем и скорости движения локомотива в пределах отдельных скоростных ступеней, служит ручной регулировочный рычаг, действующий на пружину регулятора.

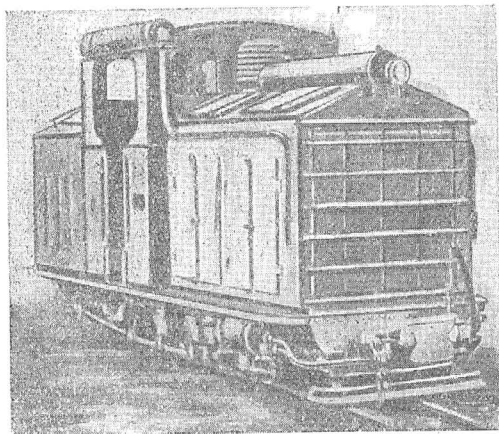
Ходовая часть во многом соответствует формам, обычно принятым в локомотивостроении. Из-за небольшой ширины колеи многие части укреплены вне рамы при помощи кронштейнов. Три спаренных оси вращаются на обыкновенных осевых подшипниках, а две поддерживающие оси с такой же конструкцией, как в тележке Бисселя, имеют шариковые подшипники. Оси Бисселя, снабженные приспособлением для вращения оси в среднее положение, имеют разбеги 45 мм. Средняя ведущая ось для лучшего вписывания мотовоза в кривые радиусом 30 м имеет срезанный гребень бандажа. Мотовоз снабжен воздушным тормозом с четырьмя колодками, который при 3,5 ат рабочего давления дает возможность осуществить тормозное усилие, составляющее 72% от сцепного веса.

Данные эксплуатации. Мотовоз обслуживает товарные и пассажирские поезда на участке в 159 км от пристани Кенитра до расположенного на высоте 600 м Узанэ. Вначале путь пролегает

по ровной местности, затем начинается подъем от 0,010 до 0,020 при кривых с наименьшим радиусом 30 м. Поезда состоят из четырехосных товарных вагонов. Кроме того мотовоз несет маневровую службу на остановках (табл. 32).

ТАБЛИЦА 32
Данные эксплуатации мотовозов

Участки	Длина в км	Продолжительность переезда	Продолжительность движения	Средняя скорость переезда в км/час	Средняя скорость движения в км/час	Общий расход горючего в кг
Кенитра-Дефали .	127	10 ч. 7 м.	6 ч. 38 м.	12,5	19,2	106 ¹
Дефали-Узанэ (подъем) . . .	32	2 ч. 21 м.	2 ч. 03 м.	13,6	15,6	55 ²
Узанэ-Дефали (спуск)	32	1 ч. 38 м.	1 ч. 35 м.	19,6	20,2	} 153
Дефали-Кенитра .	127	9 ч. 32 м.	6 ч. 02 м.	13,3	21	



Фиг. 52.

Расход горючего на 1 т/км определен без особой точности, так как при маневрах трудно учесть производительность в т/км. При езде на участке Кенитра-Дефали расход горючего выражается в 5—6 г на т/км.

Расход масла составляет сравнительно большую величину 8—10 кг, что объясняется исключительно высокой наружной температурой, при которой приходится работать мотовозу на участке Кенитра-Узанэ.

Тяговое усилие при нормальных условиях характеризуется следующим образом: мотовоз с составом весом в 171 т может преодолеть подъем 0,015 при длине его в 150 м, конечно, при подсыпке песка. При этих условиях тяговое усилие составляет 4200 кг, откуда коэффициент сцепления получается 0,315³. Тот же прицепной груз на горизонтальном участке пути при работе мотовоза на пятой скорости перемещается со скоростью 25 км/час.

¹ При прицепном грузе 95 т

² При прицепном грузе 80 т

³ Коэффициент сцепления 0,315, очевидно, преувеличен, ибо исчислен без учета разгона поезда.

НЕ
УДАЛИТЬ
(ДИПТ)

Подъем между Дефали и Узоне проходится поездом весом в 80 т с третьей и четвертой скоростями в 15,6 км/час. Так как на этом участке самый большой подъем $i = 0,020$, то при сопротивлении движения, принятом равным минимум 7 кг/т, тяговое касательное усилие достигает по крайней мере 2670 кг при третьей скорости $v = 12$ км/час.

Если сравнить эти данные с гарантийными цифрами, то получается следующее (табл. 33).

На фиг. 52 приведен общий вид мотовоза.

ТАБЛИЦА 33

Вес	Вес поезда в т на подъемах		При скоростях в км/час	При температуре наружного воздуха
	0,015	0,020		
Проектный .	130	100	8,3	40°
Фактический .	138	101	12,0	30°
•	209	156	8,3	30°

Приведенные соображения и опыт заграничных дорог указывают на экономическую выгодность эксплуатации двигателей Дизеля с механической передачей от мотора к ведущим колесам.

В последнее время выработан бескомпрессорный двухтактный двигатель Дизеля, который вытесняет типы компрессорного дизеля. Бескомпрессорный двухтактный дизель отличается простотой обслуживания, более легким весом и меньшими габаритными размерами, почему при проектировании на наших заводах оборудование мотовозов следует производить исключительно двухтактными дизелями.

4. Мотовозы промышленного и специального типа

Помимо маневровой работы, мотовозы употребляются для перевозки грузов во всех отраслях промышленности и в сельском хозяйстве.

Они особенно пригодны для каменоломен, цементных, кирпичных, химических, газовых и пороховых заводов, а также для временных строительных путей как широкой, так и узкой колеи.

Мотовозы промышленного типа имеют двигатель малой и средней мощности, и только в крупных отраслях промышленности употребляются мотовозы большой мощности до 300 л. с.

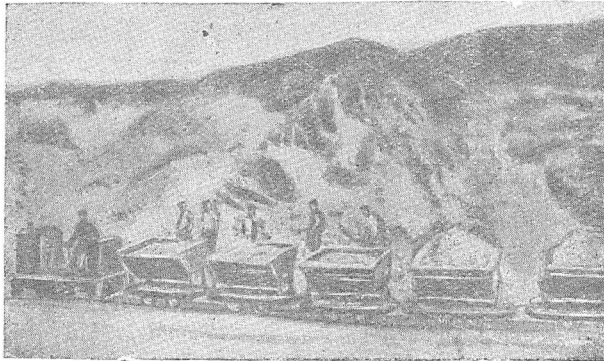
Скорости движения мотовозов невелики и в некоторых типах не превосходят 10—16 км/час. Число ступеней скорости обычно бывает от двух до трех.

Некоторые мотовозы промышленного типа оборудованы специальными приспособлениями — кранами, компрессорами для приведения в действие специальных опрокидывающихся вагонов, действующих сжатым воздухом.

УДК 621.7
(ДПТ)

Как пример применения мотовозов с малой мощностью для работ на узкоколейных временных, полевых и заводских путях, укажем на мотовозы фирмы Оренштейн и Коппель (Германия), данные о которых приведены в табл. 34—35—36. На фиг. 53 изображен мотовоз с карбюраторным мотором мощностью 7,5 л. с. на разработке песчаного карьера.

Этот мотовоз применяется для легких полевых временных путей с шириной колеи от 450 до 770 мм.



Фиг. 53.

ТАБЛИЦА 34

Вес и мощность мотовозов „Монтания“ с карбюраторным мотором для двухосных узкоколейных машин с шириной колеи 600—762 мм, акц. о-ва Оренштейн и Коппель (Берлин)

Тип	Нормальная мощность в л. с.	Порожний вес мотовоза в т	Служебный вес мотовоза в т	Расход горючего на 1 л. с./час	Скорость в км/час	Сила тяги на крюке в кг
М	7,5	2,0	2,3	240	$\frac{4}{8}$	$\frac{382}{179}$
Н ₁	10	2,8	3,0	260	$\frac{4}{8}$	$\frac{510}{240}$
Н ₂	20	4,75	5,0	240	$\frac{5}{10}$	$\frac{830}{390}$
S ₃₀	30	7,00	7,25	290	$\frac{5}{10}$ $\frac{5}{15}$	$\frac{1227}{577}$ $\frac{359}{359}$
S ₅₀	50	11,2	11,5	290	$\frac{5}{10}$ $\frac{5}{15}$	$\frac{2045}{965}$ $\frac{605}{605}$

ТАБЛИЦА 35

Вес и мощность нефтяных мотовозов „Монтания“ для колеи 500—762 мм

Тип	Нормальная мощность в л. с.	Порожний вес в т	Служебный вес в т	Расход горючего на 1 л. с./час	Скорость в км/час	Сила тяги на крюке в кг
RL/a	10/11	2,6	3,0	220	$\frac{4}{8}$	$\frac{570}{270}$
RL ₂	20	5,0	5,25	220	$\frac{5}{10}$	$\frac{910}{430}$
RL ₄	40	8,2	8,5	220	$\frac{5}{11,5}$ $\frac{19}{19}$	$\frac{1830}{745}$ $\frac{415}{415}$

ТАБЛИЦА 36

Вес маневровых мотовозов с двигателями Дизеля для колеи 1524 мм

Тип	Нормальная мощность в л. с.	Порожний вес в т	Служебный вес в т	Расход горючего на 1 л. с./час	Скорость в км/час	Сила тяги на крюке в кг
RL/a	10	3,3	3,5	220	$\frac{4}{8}$	$\frac{580}{280}$
RL ₂	20	8,0	8,15	220	$\frac{4,2}{8,4}$	$\frac{1090}{620}$
RL ₄	40	10,9	11,2	220	$\frac{4}{9}$ $\frac{15}{15}$	$\frac{2300}{1000}$ $\frac{570}{570}$

На фиг. 54 изображен мотовоз типа Н₂ с карбюраторным мотором мощностью в 20 л. с., работающий на мельнице.

Тип Н₁ — применяется для легких полевых временных путей. Ширина колеи от 450 до 770 мм.

Тип Н₂ — применяется при строительных работах в промышленности и в сельском хозяйстве, а также как маневровые локомотивы на заводских путях. Ширина колеи от 600 до 762 мм.

Типы S₃₀ и S₆₀ — пригодны для больших пробегов, имеют три скорости. Ширококолейные мотовозы типов S₈₀ и S₆₀ применяются для маневровой работы на фабриках и заводах.

Тип RL/a — с вертикальным, одноцилиндровым бескомпрессорным дизелем 10 л. с. Ширина колеи от 500 до 762 мм.

Мотовозы фирмы

	поле- вой	поле- вой	мане- вров- ый	поле- вой	по ле- вой	мане- вров- ый	поле- вой		манс- вров- ый		поле- вой	поле- вой
1 Условия работы								—				
2 Число спаренных осей	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3 Колея в мм	500—762	500—762	1 435	500—762	—	1 435	900-1 067 600—890	—	1 435 1 676	—	600 890	970 1 067
4 Рабочий вес мотовоза в т	3,8	4,4	5	5,6	7	8	11,5	12—14,1	14	14	15	15
5 Порожний вес мотовоза в т	3,6	4,2	4,85	5,4	6,8	7,86	11,3	—	13,3	—	14,3	14,8
6 Жесткая база в мм	760	760	1 300	760	900	1 300	1 200 1 400	2 515 2 810	1 600	2 800	1 200	1 400
7 Диаметр колес в мм	—	—	—	—	—	—	—	850	—	850	—	—
8 Минимальный радиус кривой в м	8	8	—	8	12	—	15	—	—	—	15	15
9 Длина мотовоза в мм	2 840	2 840	3 290	2 840	4 310	3 250	4 970 5 200	6 245 6 315	6 000	6 450	4 970	5 200
10 Нормальная мощность в л. с.	16	16	16	16	30	16	50	Дизель двух- тактн. с пред- камер. 40	50	Дизель четы- рехтак. с пред- камер. 60	50	60
11 Максимальная мощность в л. с.	18	18	18	18	33	18	55	—	55	—	55	—
12 Число оборотов вала в 1 мин.	750	750	750	750	650	750	430	600	430	1 000	430	430
13 Число цилиндров	—	—	—	—	2	—	2	3	2	5	2	2
14 Скорости на I передаче км/час	4,8	4,0	3,6	3,0	5,0	2,3	4,5	4—5	4	5	3,7	3,7
15 Скорости на II передаче км/час	11	9,0	8,3	7,0	7,5	5,3	7,5	7,3—9	6	9	5,5	5,5
16 Скорости на III передаче км/час	—	—	—	—	14	—	12	15	10	16	9	9
17 Скорости на IV передаче км/час	—	—	—	—	—	—	20	30	16	30	15	15
18 Род топлива	—	—	—	—	нефть	—	—	нефть	—	нефть	—	—
19 Расход топлива в час в кг	2	2	2	2	4	2	5,5	—	5	—	5,5	5,5
20 Расход смазки в г	200	200	300	200	350	300	450	—	450	—	450	450
21 Откош. ^{мош. двиг.} сцепн. вес	4,75	4,1	3,6	3,2	4,7	2,25	4,75	3,3—2,9	3,9	4,3	3,65	3,65

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Дейтц (Германия)

мане- вро- вый	мане- вро- вый	поле- вой	поле- вой	мане- вро- вый	поле- вой	мане- вро- вый	поле- вой	мане- вро- вый	поле- вой	мане- вро- вый	мане- вро- вый	мане- вро- вый	мане- вро- вый	мане- вро- вый			
	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3	4	4	4
1 435 1 670	1 435 1 670	600 890	900 1 067	1 435 1 676	900 1 067	1 435 1 676	900 1 067	1 435 1 676	1 000 1 067	1 435 1 676	1 435 1 676	1 435 1 675	1 435 1 676	750 —	750 —	750 —	
16	17	18	18	20	21	22	23	24	28	28	30	38	40	18	19,5	22	
15,8	16,8	17,8	17,8	19,75	0,75	21,8	22,75	23,75	27,5	27,5	29,75	37,75	39,5	—	—	—	
1 600	1 600	1 200	1 400	2 500	00	1 600	1 700	2 800	2 700	2 500	2 500	2 800	2 500	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	15	15	—	30	—	20	—	40	—	—	—	—	—	—	—	
6 900	6 000	4 970	5 000	6 900	7 100	6 090	6 000	7 740	7 250	7 800	6 900	7 740	7 500	—	—	—	
70	50	70	70	110	140	70	110	140	210	240	110	140	240	75	110	145	
77	55	77	77	120	155	77	120	155	—	—	120	155	—	—	—	—	
430	430	430	430	450	450	430	450	450	700	700	450	450	700	—	—	—	
2	2	2	2	3	4	2	3	4	6	6	3	4	—	—	—	—	
4,5	3,2	4,0	4,0	6,5	7,0	3,7	5,2	6,5	9,0	9,0	3,7	4,0	5,5	5,0	5,8	6,6	
7,5	5	6,5	6,5	10,0	11,0	5,5	3,5	10,0	14,4	14,5	16,0	6,0	9,0	8,0	9,4	12,1	
12	8	10,5	10,5	16,0	17,0	9,0	14,0	16,0	24,0	24,0	10,0	10,	15,0	13,0	15,4	18,7	
20	13	17,0	17,0	25,0	28,0	15,0	22,0	25,0	40,0	40,0	15,0	16,0	25,0	20,0	24,0	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	нефть	нефть	нефть	
7,0	5,0	7,0	7,0	11,0	14,0	7,0	11,0	14,0	22,0	22,0	11,0	14,0	22,0	—	—	—	
500	450	500	500	800	1 000	500	800	1 000	1 200	1 200	800	1 000	1 200	—	—	—	
4,8	3,25	4,25	4,25	6,0	7,4	3,5	5,25	6,45	8,5	8,5	4,0	4,07	6,0	3,12	4,16	5,65	

НБ
ДУДНТ
(ДУТ)

ТАБЛ
Мотовозы фр

		П о е									
1	Условия работы . . .										
2	Число скоростей .	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	Колея в мм .	457 914	от 460 до нормальной			1 435	457 914	1 435 914	914 1 435	525 1 435	525 1 435
4	Рабочий вес в мм	2,27	2,27	2,72	3,18	3,63	3,18	3,18	3,63	4,08	4,54
5	Жесткая база в мм .	864	—	857	—	864	1 010	1 010	973	973	
6	Диаметр колес в мм	457	—	457	—	457	—	457	457	458	
7	Длина мотовоза в мм .	1 768	—	2 796	—	1 768	1 768	4 302	3 352	3 352	
8	Тип двигателя	Le Roi CT	Ford AA	Ford AA	Ford AA	Ford AA	Геркулес ОХ	Буда КТИ	Геркулес ОХ	Буда КТИ	
9	Нормальная мощность в л. с.	20	35 37,5	35 37,5	35	35	40	33,5	35	33,5	35
10	Максимальная мощ- ность в л. с.	—	39	39	39	39	—	—	—	—	—
11	Число оборотов вала в мин.	1 500	1 600 2 200	1 600 2 200	1 600 2 000	1 600 2 200	1 500	1 125	1 200	1 125	1 200
12	Число цилиндров .	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
13	Диаметр цилиндров в мм . . .	8,57	9,84	9,84	9,84	9,84	10,16	10,16	10,16	10,16	10,16
14	Ход поршня в мм	11,43	11,43	11,43	11,43	11,43	12,70	12,70	12,70	12,70	12,70
15	Скорости на I переда- че в км/час . . .	3,66	2,85	2,85	2,85	2,85	3,05	3,81	3,81	4,12	4,12
16	Скорости на II пере- даче в км/ч.с . .	7,32	5,90	5,90	5,90	5,90	4,88	7,62	7,62	6,10	6,10
17	Скорости на III пере- даче в км/час . .	14,63	10,79	10,79	10,79	10,79	9,14	9,14	9,14	12,20	12,20
18	Скорости на IV пере- даче в км/час . .	—	18,29	18,29	18,29	18,29	14,63	15,24	15,24	18,29	18,29
19	Род топлива										
20	Расход топлива в л/час . . .	1,8—2,6	—	—	—	—	2,6 3,4	2,6 3,4	2,6 3,4	2,6 3,4	2,6 3,3
21	Отношение $\frac{\text{мощность}}{\text{рабочий вес}}$	8,8	15	12,5	11	9,6	12,2	10,5	9,6	8,2	7,7

и м а н е в р о в а я

2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	4
525 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	600 1 435	914 1 435	914 1 435
5,44	6,35	7,76	9,07	10,87	12,70	14,51	10,87	10,87	12,70	10-12	12-15	25-30	50
973	1 148	1 148	1 148	1 600	1 600	1 600	1,600	1 600	1 600	1 600	1 600	2 769	1 676
457	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	838	838
3 352	3 567	3 048	4 064	4 064	4 064	3 302	4 876	4 876	4 700 5 470	4 877 5 486	7 468 8 306	10 973	
Герку- лес ОХС	Буда ВТИ	Спiтах ТИ	Герку- лес ТХА	Буда Н6	Буда Н6	Буда Н6	Спiтах К14	Буда Дизель М. А. Н.	Буда Дизель М. А. Н.	Ди- зель	Дизель MAN	Дизель А. И.	Дизель ФУС
38	51	63	99	125	125	136	100	94	94	77	97	165	350
—	60	76	—	142	142	165	112	—	—	—	—	—	—
1 125	900 1 200	900 1 200	1 000 1 200	1 000 1 200	1 000 1 200	1 000 1 200	1 000 1 200	900	900	650	1 000	500	700
4	4	4	4	6	6	6	4	4	4	4	4	6	8
11,43	12,70	13,97	15,24	14,61	14,61	15,24	15,24	15,24	15,24	15,9	15,3	19,1	—
12,70	16,51	17,78	17,78	18,42	18,42	18,42	17,78	20,32	20,32	21,7	20,4	26,8	
4,12	3,81	3,81	4,19	3,91	3,91	3,81	3,81	3,43	3,43	4,05	4,05	4,18	4,6
6,10	6,10	6,10	6,86	6,10	6,10	6,10	6,10	5,52	5,52	6,45	6,45	9,0	9,0
12,20	12,20	12,20	13,72	12,95	12,95	12,95	12,95	11,43	11,43	13,30	13,30	18,6	19,32
18,29	18,29	18,29	20,57	20,57	20,57	20,57	20,57	18,29	18,29	21,75	21,75	37,6	38,64

о с и н

2,6	4,5	4,5	—	—	—	—	—	9,0	—	—	—	—	—
3,3	5,3	5,3						10,2					
7,0	8,1	8,1	10,9	11,5	10,0	9,3	9,2	8,9	7,4	7,7	8,0	5,5 6,6	7,0

ТАБЛИЦА 39

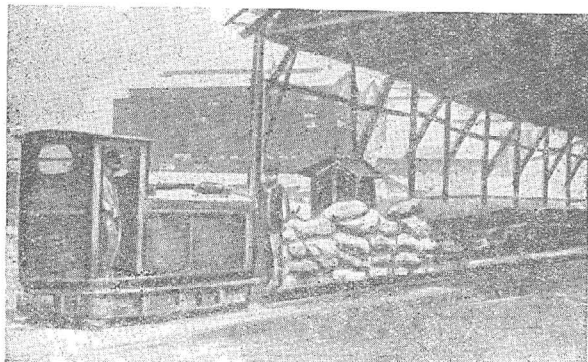
Мотовозы фирмы Виткомб

		П о л е в а я и м а н е в р о в а я																			
		о т 500				д о 914				о т 914				д о 1155				и 1435			
		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
1	Условия работы																				
2	Число спаренных осей	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	Колея в мм																				
4	Рабочий вес в т	2,27	3,18	4,08	4,54	5,44	6,35	7,62	9,07	9,07	9,07	10,89	10,89	12,70	14,52	14,52	18,2	22,7	27,3		
5	Жесткая база в мм	914	914	914	914	1168	1168	1168	1168	1168	1168	1168	1168	1321	1321	1321	1321	1524	1524		
6	Диаметр колес в мм	457	457	457	457	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	610	762	762
7	Длина мотовоза в мм	2540	2845	2845	2845	3228	3228	3228	3228	4219	4270	4270	4219	4270	4346	4520	5287	5338	5338		
8	Тип двигателя	Континенталь				Wisconsin				Climax Climax				Le Roi ← Climax →				← Le Roi → → Climax ← → Le Roi →			
9	Нормальная мощность в л.с.	23	40	40	40	41	52	72	87	92	97	97	92	120	135	142	142	170	185		
10	Максимальная мощность в л.с.	33	50	50	50	56	57	77	97	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
11	Число оборотов вала в 1 мин.	1400	1400	1400	1400	1000	1000	1000	1000	1400	1200	1200	1400	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
12	Число цилиндров	4	4	4	4	4	4	4	4	6	4	4	6	4	4	6	6	6	6	6	6
13	Диаметр цилиндра в мм	86	108	108	108	115	127	140	153	121	153	153	121	165	165	153	153	165	172		
14	Ход поршня в мм	108	115	115	115	153	166	179	179	153	178	178	153	178	178	178	178	178	178	178	178
15	Скорости на I передаче в км/ч	4,83	5,05	4,25	4,08	5,48	5,48	5,48	5,48	4,8	5,5	5,6	4,8	6,08	6,03	6,08	6,08	4,48	4,48		
16	Скорости на II передаче км/ч	9,66	10,10	6,75	6,75	6,95	7,9	7,9	7,9	6,70	7,7	8,4	6,70	8,8	8,8	8,8	8,8	6,72	6,72		
17	Скорости на III передаче км/ч	20,08	20,20	12,70	12,6	12,90	12,90	12,90	12,90	12,70	12,8	13,5	12,7	14,4	14,4	14,4	14,4	10,8	10,8		
18	Скорости на IV передаче км/ч	—	—	20,03	20,08	17,70	19,2	19,2	19,2	16,8	17,7	21,2	16,8	22,4	22,4	22,4	22,4	16,8	16,8		
19	Род топлива	Г а з о л и н и л и к е р о с и н																			
20	Отношение $\frac{\text{мощность двигателя}}{\text{рабочий вес}}$	10,1	12,9	10,0	8,8	7,50	8,2	9,5	9,0	10,1	10,6	8,9	8,4	9,4	9,3	9,7	7,9	7,5	6,9		

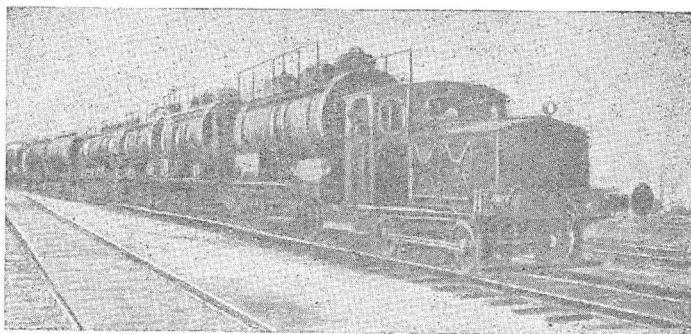
УДКУБ
(ДНТ)

Тип RL_3 — с вертикальным, двухцилиндровым, бескомпрессорным двигателем 20 л. с. Ширина колеи от 600 до 762 мм.

Тип RL_4 — с вертикальным четырехцилиндровым двигателем Дизеля мощностью 40 л. с. с тремя скоростями. Этот мотовоз употребляется для подъездных путей. Пуск в ход производится при помощи электрического статора; от этой же электрической установки берется ток для освещения (фиг. 55).



Фиг. 54.



Фиг. 55.

Характеристика мотовозов СССР и американских заводов

Кроме указанных выше заводов в Германии, крупным заводом по мотовозостроению является завод фирмы Дейтц. Этим заводом изготавливаются мотовозы малой и большой мощностей для разных работ на широкой и узкой колеях.

В табл. 37 приведены основные характеристики мотовозов этой фирмы.

Из крупных заводов Америки можно указать на заводы фирмы Плимут, Виткомб, Бруквиль, Вулкан и др. В табл. 38—39—40 указаны основные характеристики мотовозов этих заводов, причем все размеры, вес, скорости движения пересчитаны на метрические меры.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРИМЕНЕНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ МОТОВОЗОВ

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ВОЗМОЖНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МОТОВОЗОВ В РАЗНЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Суммируя все сказанное о существующих типах мотовозов, мы видим, что применение мотовозной тяги целесообразно как на путях общего пользования широкой и узкой колеи, так и на путях временных, строительных, заводских и промышленных в разных отраслях промышленности.

1. Возможность применения мотовозов на широкой колее

На ширококолейных ж. д. мотовоз, заменяя работу парового локомотива, может применяться там, где необходимо перемещать небольшое количество вагонов, т. е. где сила тяги паровоза не используется полностью, и от двигателя требуется мощность не более 300 л. с., другими словами — нести маневровую службу.

Кроме маневровой работы мотовоз может применяться и для целей путевой службы, а именно:

1) для производства работ по вывозке снега на станциях, где нельзя эту вывозку организовать полногрузными составами; в этой области мотовоз может дать большую экономию по сравнению с паровозами, как показывает опыт работы мотовозов Калужского завода;

2) для передвижения путеизмерительных вагонов на больших участках пути; в настоящее время путеизмерительные вагоны обслуживаются паровозом, что является безусловно невыгодным;

3) для перевозки материалов и рабочих к месту работ. В этом случае, как показывает практика, мотовозы должны иметь достаточную силу тяги и мощность, чтобы развивать на перегонах скорость не менее 40 км/час. Практика применения мотовозов с мощностью в 40 л. с показала, что при путевых работах на участках с интенсивным движением мотовоз не успевает обернуться на перегоне несколько раз, вследствие чего получают непроизводительные простои мотовоза и рабочих. Мощность мотовозов в этом случае желательно иметь от 60 до 100 л. с.

НБ УДНТ
107
(ДНТ)

2. Возможность применения мотовозов на узкоколейном транспорте

На узкоколейных ж. д. транспортными средствами служат людская, конная и паровая тяга. Поскольку паровозы на дорогах употребляются менее мощные, чем на ширококолейном транспорте, их с успехом могут заменить мотовозы и в поездной службе. В этом случае мотовозы, в зависимости от местных условий и требований к перевозкам грузов, могут применяться малой, средней и большой мощностей.

3. Возможность применения мотовозов на внутризаводском транспорте

В некоторых отраслях тяжелой промышленности, как например в металлургической, машиностроительной и др., где внутризаводские пути укладываются нормальной ширины, и транспортными средствами служат паровозы и электровозы с двигателями, достигающими мощности 2 000—5 000 л. с. со сцепным весом до 75 т, мотовозная тяга с двигателем мощностью до 300 л. с. может быть применена только в исключительных случаях, а именно там, где в помощь паровозной тяге необходимо производить маневры с небольшими составами поездов, подавать отдельные вагоны под выгрузку или нагрузку в отдельные цеха завода, или на пристанские ветки, а также производить небольшие межцеховые перевозки.

В легких же отраслях промышленности, как например: строительной, торфяной, сахарной, химической и др., где от двигателя требуется мощность от 10 до 300 л. с., мотовозы могут занять монопольное положение.

Выбор типа мотовоза зависит в каждом отдельном случае от всей суммы условий и особенностей данного вида производства и должен быть определен на основании точных расчетов силы тяги, веса, мощности и скорости движения.

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

ДАнные ОБ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ В НЕКОТОРЫХ ОТРАСЛЯХ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Технические условия работы мотовозов в торфяной промышленности

В торфяной промышленности применяется укладка пути с шириной колеи r 750 и 600 мм. Из имеющихся 52 торфоразработок по Союзторфу 44 имеют пути с шириной колеи 750 мм и только 8 с шириной в 600 мм.

1. Уклоны продольного профиля в торфяной промышленности

Разработка торфа происходит в равнинной местности, на болотах. По данным Союзторфа руководящий подъем не превышает 0,008. Радиусы закруглений достигают 20—25 м. Кривые с радиусами

ТАБЛИЦА 41

Наличие вагонного парка Союзторфа для колеи в 750 и 600 мм

Род вагонов	Колея в мм	Число осей	Тара в т	Полезная сила в т	Завод-изготовитель
Торфовозные	750	2	0,5	1,3	Орехово-Зуевская мастерская
	750	4	4	4,5	Коломенский
	600	2	1,0	1,0	Неизвестно
	750	2	1,2	2,0	Васильевская мастерская
	750	2	1,0	1,2	Завидовская мастерская
	600	2	0,5	0,6	Неизвестно
	750	4	1,5	2,0	"
	750	2	0,6	0,5	"
	750	2	1	1	"
	750	2	1	0,5	"
	750	2	1,25	2,0	Шатурский
решетки	750	4	4,6	5,0	Коломенский
саморазгружающиеся	750	4	7,5	1,5	Усть-Катавский
саморазгружающиеся	750	4	3,1	5,0	Коломенский
саморазгружающиеся	750	4	2,0	3,0	Германский
решетки	750	4	4,5	8,0	Урочский
шатурского типа	750	2	1,4	1,3	Сормовский
.	750	2	1,1	2,0	Неизвестно
шатурского типа	750	2	1,4	1,3	Сормовский
решетки	750	2	1,1	2,0	Неизвестно
.	750	4	2,8	6,0	им. Кирова ¹
опрокидные	750	2	1,5	2,0	Зав. им. Сталина
на деревянной раме	750	2	1,18	2,0	Орехово-Зуевская мастерская
на железной раме	750	2	1,24	2,0	Орехово-Зуевская мастерская
сборный кузов	750	4	4,5	6,0	Урочский
"	750	4	—	4	Австрийский
решетки "	750	4	2,0	5,0	Саратовский
"	750	4	3,8	8,8	Коломенский
"	750	4	2,0	4,5	НИГРЭС
эстакады	750	2	1,2	1,3	Егоровская мастерская
"	750	4	2,5	4,0	Ж. Д. О.
хопперы	750	4	5,0	8,2	Вятский
"	600	4	1,5	4,0	Пульмановский
"	600	2	0,8	2,0	Артур Коппель
"	600	2	0,8	2,0	Тильманский
"	600	2	0,6	1,0	Остерские торфоразработки
" решетки	750	2	1,3	2,0	Неизвестно
"	750	2	1,5	3,2	Инсторф
"	750	4	4,6	7,0	Коломенский

¹ Артур Коппель.

Род вагонов	Колея в м.м.	Число осей	Тара в т	Подъемная сила в т	Завод-изготовитель
Торфовозные . .	750	2	1,1	1,25	Неизвестно
"	600	2	1,3	1,5	"
"	600	2	0,5	1,0	"
" решетки	750	2	1,2	1,8	"
Балластные . .	750	2	1,6	1,3	Коломенский
"	750	2	1,6	2,0	Васильевская мастер- ская
"	750	2	1,3	1,6	Шатурский
"	750	2	1,66	1,3	Орехово-Зуевская ма- стерская
Платформа	750	4	4,0	4,5	Коломенский
"	750	2	0,7	1,3	Васильевский
"	750	4	3,5	4,0	Коломенский
"	750	4	4,0	8,0	Урочский
"	750	4	6,0	15,0	Усть-Катовский
"	750	4	2,1	5,0	Коломенский
"	750	4	2,8	6,0	Артур Коппель
"	750	2	1,2	3,0	Неизвестно
" на деревянной ра- ме	750	2	1,0	2,0	"
"	750	4	4,0	6,0	Урочский
"	750	4	—	9,0	Коломенский
"	750	4	8,8	8,8	"
"	750	4	3,0	8,0	Свирский
"	750	4	2,0	4,5	НИГРЭС
"	750	2	2,5	4,0	Неизвестно
"	750	2	0,5	1,5	"
"	750	4	1,5	2,0	Австрийский
"	750	4	2,7	5,0	Сормовский
Крытые товарные . .	750	4	4,5	3,5	Неизвестно
"	750	2	1,5	1,8	Васильевская мастер- ская
"	750	2	1,75	2,0	Шатурская мастерская
"	750	4	4,0	8,0	Коломенский
Продовольственные . .	750	2	1,2	1,5	Неизвестно
"	750	2	1,5	2,0	"
Пассажирские	750	4	4,5	—	Васильевская мастер- ская
"	750	2	4,0	—	Шатурский
"	750	4	7,5	15,0	Усть-Катавский
"	750	4	5	8	Урочский
"	750	4	4	5	Коломенский
"	750	4	2,8	6	"
"	750	4	4	8	Урочский
"	1 000	2	0,6	1	Неизвестно
"	750	2	1,75	—	"
Разные хозяйственные	750	2	1,0	1,0	"
"	750	4	4	4,5	"
"	750	4	4,5	6	Коломенский
"	750	2	1,25	1,5	Ширококоречный
"	750	2	1,1	1,5	Кустари
Цистерны	750	4	3,1	5	Коломенский
"	750	2	2	1,5	Кустари

Род вагонов	Колея в мм	Число осей	Тара в т	Полезная сила в т	Завод-изготовитель
Цистерны	750	4	4,5	8	Коломенский
"	750	4	2,8	6	Артур Коппель
"	750	4	0,9	1,15	Орехово-Зуевская мастерская
"	750	4	4	5,0	Коломенский
Тендушки	750	4	3,5	5	"
"	750	2	2	2,5	"
Лавки	750	2	3,6	5	"
"	750	4	3,5	8	Вятский
"	750	4	2,8	6	Артур Коппель
Санитарные	750	4	1,5	3,4	Неизвестно
"	750	4	2,8	6	Коломенский
"	750	4	3,8	8,8	"
"	750	4	—	2	Австрийский
Снегоочиститель	750	4	2,8	6	Коломенский
"	750	2	—	—	Орехово-Зуевская мастерская
"	750	4	3,0	—	Ж. Д. О.
Вспомогательные	750	4	3,8	8,8	Коломенский
Пожарные	750	4	4,5	8	Ж. Д. О.
Электроосветительные	750	4	3,8	8,8	Коломенский

$R=20$ м предположено устраивать на рамчатых и временных путях для мотовозов с двумя ведущими осями, с радиусом $R=25$ м для мотовозов с тремя ведущими осями, причем предполагается, что на подобного рода путях мотовозы могут возить неполные составы поездов.

Существующие же паровозы Коломенского завода № 159 — типа 0—4—0 могут вписываться в кривые радиуса $R=40$ м.

2. Вес подвижного состава

Подвижной состав Союзторфа весьма разнообразен, что видно из табл. 41, составленной по данным этой организации.

Из таблицы видно, что наименьший вес брутто торфовозной двухосной вагонетки равен 1,8 т, четырехосной вагонетки равен 2,5 т.

Максимальный вес брутто торфовозной двухосной вагонетки равен — 4,7 т, а четырехосной — 22,5 т.

3. Вес состава поездов и род тяги в торфяной промышленности

В торфяной промышленности тяговым средством служит паровоз Коломенского завода № 159 при ширине колеи 750 мм типа 0—4—0 с нагрузкой на ось в 4 т. Испытания этого паровоза

производились на Туло-Лихвинском¹ участке Московско-Курской ж. д. на колее 750 мм при скоростях 5,10 и 15 км/час с максимальным подъемом $i = 0,015$ и на Туло-Рязанском участке при скоростях 20—25 км/час с максимальным подъемом $i = 0,004$. Паспорт паровоза рассмотрен и утвержден 23/XII 1931 г. пленумом комиссии ИННОРС по стандартизации промышленного ж.-д. транспорта СССР. Кроме того имеются в обращении менее мощные паровозы серии Н—0—3—0, а также мотовозы (импортные Дейтц) с мощностью от 75 до 90 л. с. и конная тяга.

По данным ИННОРС сила тяги паровоза, ограниченная сцеплением при коэффициенте 0,166, равна 2700 кг.

Жесткая база паровоза	2 250 мм
Полная база	2 250 "
Длина паровоза (без тендера) .	5 916 "
Вес в порожнем состоянии	14,1 т
Вес в рабочем состоянии	16,0 "
Сцепной вес паровоза	16,0 "
Модуль силы тяги	5 104 кг
Число осей тендера	2
База тендера	1 500
Вес порожнего тендера	3,5 т
Запас воды	3,528 м ³
Запас угля	0,8 т
Длина тендера	3 494 мм
Расчетный вес паровоза с ² / ₃ запасами воды и топлива (с тендером)	23 т
Наибольшая скорость паровоза	20—25 км/ч.с

Удельное сопротивление паровоза как повозки при средней скорости 8 км/час равно 10,7 кг/т (по данным ИННОРС „Главные результаты опытов над паровозами колеи 750 мм с нагрузкой на ось 4 м типа 0—4—0'', Москва, 1932 г.).

Принимая руководящий уклон для торфяной промышленности $i = 0,008$, удельное сопротивление движению вагонов на горизонтальном участке профиля $W_0 = 7,5$ кг/т, удельное сопротивление в кривых для колеи в 750 мм (по формуле ИННОРС $\frac{425}{R}$ при $R = 40$ м равным 10,6 кг/т, найдем вес состава поезда по формуле: для паровоза

$$Q = \frac{F - P(W_n + i_{\phi})}{W_0 + i_{cp}},$$

для мотовоза

$$Q = \frac{P\psi \cdot 1000 - i_{\phi}}{W_0 + i_{\phi}},$$

где F — сила тяги в кг,

P — вес паровоза или мотовоза в т,

W — удельное сопротивление паровоза,

W_0^n — удельное сопротивление вагонов,

i_{ϕ} — удельное сопротивление от подъема и кривой,

ψ — коэффициент сцепления.

¹ См. испытание узкоколейных паровозов колеи 750 мм, вып. I, изд. 1938 г.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Предполагая, что уклон не совпадает с кривой наименьшего радиуса, получим вес состава поезда в среднем: для паровоза 122 т, а для мотовозов при стандартных нагрузках в 2—3 и 4 т, согласно табл. 42.

ТАБЛИЦА 42

Число осей мотовоза	Нагрузка на ось в т	Вес мотовоза в т	Вес состава в т	
			при $\psi = 165$	$\psi = 0,20$
2 оси {	2	4	34	42
	3	6	51	63
	4	8	69	84
3 оси {	2	6	51	63
	3	9	77	99
	4	12	103	126
4 оси {	2	8	67	82
	3	12	102	124
	4	16	136	171

Весы поездов для остальных стандартных нагрузок не подсчитывались ввиду того, что в торфяной промышленности применяется укладка рельс с допустимым давлением на ось до 4 т, так как устройство пути не допускает больших давлений; при этих условиях наиболее целесообразным типом мотовоза, заменяющим работу паровоза, будет 16-тонный четырехосный мотовоз.

Для работ на рамчатых путях, учитывая возможности вписывания мотовоза в кривые радиуса 20 и 25 м и давления на ось не свыше 3 т, желательным типом мотовоза является двухосный 6-тонный и для маневровой работы в помощь паровозу (или четырехосному мотовозу) трехосный мотовоз весом в 9 т.

Технические условия работы мотовозов в строительной промышленности

По данным Союзстроя (сектор снабжения, транспортная группа) длина строительных веток обычно равняется 0,5—2,5 км с шириной колеи 1524—750 и 600 мм. Уклоны продольного профиля на строительных ветках достигают значительной величины и могут изменяться в зависимости от назначения строительной ветки и местных условий. Максимальными являются уклоны от 0,020 до 0,050.

Минимальные радиусы закруглений намечены следующие:

для колеи в	минимальный радиус закруглений
600 мм	от 20 м до 40 м
750 "	от 20 " до 60 "
1 000 "	от 25 " до 60 "

На строительных путях вес состава поезда и количество вагонов в поезде колеблются в широких пределах, и типы мотовозов могут быть использованы от двухосных до четырехосных.

Мотовозы с допускаемой на ось нагрузкой в 2, 3, 4 и 6,5 т и с мощностью двигателя от 25 до 100 л. с. могут быть использованы для легких полевых путей при ширине колеи в 600—750 мм, мотовозы же с нагрузкой на ось в 4, 6, 5, 9 и 12,5 т и с мощностью двигателя от 100 до 300 л. с. целесообразно применять на путях с шириной колеи в 750—1000 мм на более трудных участках продольного профиля, а также для маневровой работы на широкой колее в 1524 мм.

1. Заграничные типы мотовозов для строительных работ

Если мы обратимся к заграничной практике, то увидим, что для строительных временных путей с успехом используются следующие мотовозы:

Оренштейна и Коппеля двухосные с карбюраторным мотором мощностью 7,5—10—20—30—50 л. с. и весом 2,3—3,0—5,0—7,25—11,5 т шириной в 450—500—762—770 мм, а также двух- и четырехцилиндровые бескомпрессорные с мотором Дизеля, работающие на нефти, мощностью в 10—20—40 л. с. и весом в 3—5,25—8,5 т для колеи различной ширины:

Бруквиля двухосные карбюраторного типа мощностью в 20—30—40 л. с. при весе в 4—5—6—8—10—12 т;

Шварцкопфа двухосные мощностью в 6—14—30—50—55—80—95 л. с. и четырехосные мощностью в 40—55—80 л. с. и весом в 9,5—12,5—18,0 т;

Балдвина двухосные с карбюраторным мотором мощностью 35—50—65—100—135 л. с. и весом в 4,5—6,8—9,1—13,6—22,6 т;

Девенпорта двухосные карбюраторного типа с мощностью от 10 до 115 л. с.

Плимута двух- и трехосные мотовозы, работающие на нефти, мощностью в 77—97—165 л. с. и четырехосные мощностью 350 л. с.

Виткомба двухосные карбюраторного типа мощностью 80—113—120—160—170 л. с. и весом в 10—12—14—16—20—25—30 т;

Дейца двухосные мощностью в 7—10—20 л. с., работающие на бензине и четырехосные мощностью в 75—110—145 л. с. работающие на нефти;

Фаулера двух- и трехосные весом первые в 4 и 16 т, вторые в 20 и 80 т.

Из указанных мотовозов двигатели малой мощности в 7—30 л. с. предназначены для работ на легких временных путях с шириной колеи в 450—500—600—750 мм, мотовозы же, начиная с мощности в 20 л. с. и выше, применяются при строительных работах, а также на маневровых путях фабрик и заводов.

2. Практика применения мотовозов в строительной промышленности СССР

Практика применения мотовозной тяги в нашей строительной промышленности показала, что в тяжелых условиях работы (при земляных работах экскаватором) мотовозы Путиловского завода и СТЗ, мощностью в 20 и 30 л. с., оказались мало удовлетворительными и, по отзывам Главжелдорстроя, наиболее подходящим

типом является мотовоз в 75 л. с. Транспортировать грунт от экскаватора, имеющего объем ковша в $1,5 \text{ м}^3$ и выше, при Копнелевских вагонетках емкостью в 1 м^3 нельзя, для вагонеток же Костромских с объемом в $1,5 \text{ м}^3$ и американских с объемом в $2,5 \text{ м}^3$ мотовоз в 30 л. с. оказался маломощным и недостаточно тяжелым.

Мотовозы мощностью в 75 л. с. и выше более рентабельны. В практике Главжелдорстроя имеются американские мотовозы мощностью в 80—120 л. с., с успехом применяемые в нашей строительной промышленности.

Резюмируя все вышеизложенное, можно вывести заключение, что мотовозы для строительной отрасли промышленности можно подразделить на две группы: мотовозы для работы в тяжелых и в легких технических условиях.

Для первого случая наиболее рациональным типом являются мотовозы трех- и четырехосные, а для второго — двухосные.

Технические условия работы мотовозов в металлургической промышленности

В металлургической промышленности применяется укладка пути с шириной колеи в 1524 и 750 мм.

1. Руководящие уклоны

Для больших заводов руководящий уклон, как на подъездных путях, так и на эстокадах — равен 0,015, для малых заводов для ветвей — 0,025, и для эстокад — 0,020.

2. Радиусы кривых

- 1) для путей I категории $R = 160 - 200 \text{ мм}$,
- 2) для путей II категории $R = 80 - 120 \text{ мм}$,
(пути для перевозки жидкого чугуна),
- 3) для путей III категории (пути для перевозки стальных слитков) $R = 55 - 65 \text{ м}$,
- 4) радиусы порядка 40—30 м встречаются на межцеховых путях в прокатных цехах.

3. Скорости движения

Так как передвижение грузов на межцеховых и внутризаводских путях производится на небольшие расстояния в среднем от 5 до 8 км, то скорости движения поездов не превосходят 8—10 км/час; на подъездных же путях и ветках со значительными расстояниями на отдельных участках скорости движения могут достигать 30 км/час.

4. Подвижной состав

На ж.-д. путях заводов черной металлургии обращаются вагоны как общего пользования, принадлежащие НКПС, так и специальные заводские вагоны двух-, трех- и четырехосные.

ТАБЛИЦА 43

Вагоны специального типа, обращающиеся на ж.-д. путях металлургических заводов колеи 1524 мм

№ п/п	Наименование вагонов	Вес вагонов брутто в т	Подъемная сила в т	Давление на ось в т	Высота над го- ловкой рельс в мм	Длина от буфе- ра до буфера в мм	Ширина в мм	База между сред- ними осями в мм	База между край- ними осями в мм
1	Ковш для жидкого чугуна че- тырехосный	146	80	36,5	4 240	8 200	3 300	3 300	1 600
2	Ковш для жидкого чугуна че- тырехосной системы Клинга	148	80	37	3 785	7 787	3 394	2 794	1 524
3	Шлаковый ковш четырехосный емкостью в 11 м ³	50	—	15	3 302	7 601	3 353	2 997	1 270
4	Шлаковый ковш четырехосный емкостью в 11 м ³	74	—	18,5	3 400	8 140	3 500	3 370	1 300
5	Платформа с изолированным полом четырехосная	100	70	25	1 403	12 010	3 250	5 295	1 905
6	Четырехосный американский Думкар	96,6	63,5	24,15	2 413	12 511	3 200	6 503	1 676
7	Четырехосная платформа с же- лезным полом	92	70	23	1 403	12 010	3 250	5 295	1 905
8	Двухосный вагон для трех из- ложниц	60	—	30	700	4 170	2 440	2 000	—
9	Двухосная вагонетка литая для мульд	28,6	—	14,3	685	4 490	2 276	1 880	—
10	Двухосная литая вагонетка для мульд	29	—	14,5	520	4 488	2 360	1 880	—
11	Двухосная клепаная вагонетка для мульд	29,4	—	14,7	695	4 490	2 280	1 880	—
12	Четырехосный Хоперкар	80	60	20	3 780	10 000	3 194	4 060	1 750

ИБ
УДАНТ
(ДНТ)

В табл. 43 приведены вес, подъемная сила и габаритные размеры вагонов специального типа, обращающихся на ж.-д. путях металлургических заводов.

5. Удельные коэффициенты сопротивления движению и коэффициенты сцепления

На заводских путях металлургической промышленности удельное сопротивление движению увеличивается благодаря особой конструкции вагонов и техническим условиям работы; сюда относятся:

- 1) большое давление на ось до 37 т;
- 2) малый диаметр колес;
- 3) чрезмерное нагревание (прикипание) смазки в буксах вагонов вследствие перевозки горячего чугуна, шлака, чугуновых и стальных слитков;
- 4) загрязнение путей.

Поскольку до настоящего времени не исчислены еще опытным путем коэффициенты удельного сопротивления и сцепления, рекомендуется при тяговых расчетах принимать следующие их значения.

1. Удельное сопротивление всего поезда на горизонтальном участке пути при скорости $V = 10$ км/час; 5 кг на тонну веса поезда в летних условиях работы и 5,5 кг в зимних.

2. Удельное сопротивление движению на шлаковых и угольных путях 8 кг/т.

3. Удельное сопротивление при трогании с места в нормальных условиях 8,5 кг/т и на доменных, мутьдовых и угольных путях 12 кг/т. Коэффициенты сцепления рекомендуется принимать:

$$\text{в движении } \psi = \frac{1}{5}.$$

$$\text{при трогании } \psi = \frac{1}{4}.$$

По данным завода Шварцкопф сопротивление паровозов широкой колеи на заводских путях промтранспорта при скорости движения $V = 10$ км/час имеет следующее значение:

1) для паровозов с 2 спаренными осями	. 5,8 кг/т
2) " " " 3 " "	. 7,3 "
3) " " " 4 " "	. 6,4 "
4) " " " 5 " "	. 9,3 "

6. Вес состава поездов

На заводах первой категории, исходя из требований, предъявляемых к транспорту технологическими процессами производства, вес состава следующий:

1) на путях жидкого чугуна . . .	750 т
2) " " для перевозки слитков	. 690 "
3) " " " " шлака	. 540 "
4) " " " " мутьд	. 400 "

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)
117

Основные данные об узкоколейных паровозах

Основные данные	Коломенский завод	Коломенский завод	Коломенский завод № 15
Количество осей	0—4—0	0—3—0	0—4—0
Год постройки	1919	1929	1933
Вес паровоза (сцепной) в <i>т</i>	21,0	11,79	26
Сила тяги в <i>кг</i>	4200	2400	5200
Давление на ось в <i>т</i>	5,2	3,9	6,5

Для остальных перевозок, как например подача вагонов на эстакады, перевозка руды, угля и пр. грузов, число вагонов в составе поезда, а следовательно и вес поезда может быть уменьшен применительно к принятому сцепному весу паровоза.

Для перечисленных же выше 4 видов перевозок вес состава поезда определяется технологическими процессами производства и уменьшению не подлежит.

Из приведенных весов состава усматривается, что мотовозная тяга в металлургической промышленности может быть применена только для маневрового движения при необходимости перемещать от одного до трех вагонов (четырёхосных нормального типа), причем мощность двигателя должна быть от 100 до 300 л. с.

Для составов поездов из большего количества нормального и специального типа вагонов требуется более мощный локомотив (паровоз или тепловоз).

Технические условия работы мотовозов в лесной отрасли промышленности

1. Грузообороты

В настоящее время для эксплуатации лесных массивов построено и эксплуатируется около 50 узкоколейных дорог общим протяжением в 945 км (в среднем на дорогу по 20 км) с шириной колеи в 750 мм и годовым грузооборотом в 2 478 800 м³. сверх того на ближайшее трехлетие запроектировано до 40 дорог протяжением в 1443 км при средней длине дороги в 40 км с годовым грузооборотом в 23 000 000 м³. Таким образом через три года предполагается иметь в эксплуатации 2 388 км узкоколейных дорог с общим грузооборотом в 25 000 000 м³.

При намеченном по пятилетнему плану количестве лесозаготовок на долю узкоколейных дорог падает 50% вывозки, что указывает на большое значение узкоколейных дорог в лесотранспорте.

Условия работы узкоколейных лесовозных дорог, небольшая толщина балластного слоя, слабые лесные грунты требуют применения небольших нагрузок на ось локомотивов, в то же время значительный грузооборот и вес составов поездов вызывает необходимость применения локомотивов с большим сцепным весом, поэтому локомотивы должны быть с большим количеством сцепных осей и с малой нагрузкой на ось до 4 т.

УДК
(ДЛТ)

Коломенский завод № 159	Варшавский завод	Крупновский завод	Геншель	Артур Коппель
0—4—0 1931—33 16,0 3200 4,0	0—4—0 1933 17,5 3500 4,4	0—4—0 1931 15,5 3100 3,9	0—2—0 1909 — —	0—2—0 1914 — —

2. Подъемы продольного профиля

Нормальным пределом для большинства лесовозных дорог нужно считать подъем, равный 0,015, наибольший же подъем будет зависеть от силы тяги локомотива, заданного грузооборота и связанных с ними экономических показателей. В горных условиях по техническим условиям допускаются уклоны 0,040—0,050.

3. Радиусы закруглений

Радиусы закруглений на лесовозных дорогах применяются до 40 м, следовательно, жесткая база у локомотивов должна быть небольшая, до 3,00 м; при этом условии максимальное число осей локомотива при диаметре колес $d = 600$ мм может быть доведено до 5.

4. Тяговый состав

В настоящее время на лесовозных узкоколейных ж. д. применяются локомотивы, характеристика которых приведена в табл. 44.

Паровозы эти мало удовлетворяют лесную промышленность, так как имеют малую силу тяги, благодаря чему не могут выполнить программы по вывозке леса свыше 300 000 м³ в год. В связи с этим совещанием при Главтрансмаше НКТП намечено ввести в стандартную классификацию следующие типы паровозов: 0—4—0 и 0—5—0 с давлением на ось в 4 и 6,5 т; 0—5—0 с давлением на ось 9 т и 2—4—0+0—4—2 с давлением на ось в 4 т. Эта пометка вызвана необходимостью обслужить грузооборот в 600 000 м³ в год (см. ОСТ—ВКС—7614 паровозы для ж. д. с шириной колеи 750 мм, утвержденный 14/XI 1934 г.).

Из изложенного выше следует, что мотовозы в лесной промышленности, заменяя работу паровозов на магистральных линиях шириной колеи 750 мм, должны иметь нагрузки на ось от 4 т до 6,5 т.

Мотовозы, обслуживающие подъездные пути (усы), должны иметь меньшие нагрузки на ось (не свыше 2 т на ось).

Желательными типами мотовозов для лесной промышленности являются типы: 0—4+4—0 и 0—2+2—0 с нагрузками на ось до 2 т.

№
УДУН
(ДИТ)

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ОСНОВНЫЕ ТИПЫ МОТОВОЗОВ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СТАНДАРТНЫХ РАЗМЕРОВ КОЛЕИ, НАГРУЗКИ НА ОСЬ И НАИМЕНЬШЕЙ РАСЧЕТНОЙ СКОРОСТИ

Широкое распространение мотовозной тяги на подъездных путях промышленности выдвигает вопрос о массовом изготовлении наиболее рациональных типов мотовозов. В настоящее время никаких норм для проектирования мотовозов нет.

Выпускаемые заводами типы мотовозов не вполне соответствуют нуждам промышленного транспорта. Вышесказанное приводит к необходимости установить стандарт типов мотовозов для промпутей, причем стандартизации должны подлежать следующие основные элементы характеристики мотовозов:

1) допускаемые нагрузки на ось мотовозов и сцепной вес последних;

2) число сцепных осей мотовоза (осевая формула);

3) тип передаточного механизма;

4) скорости движения мотовоза;

5) минимальное число ступеней передачи;

6) мощность двигателя мотовоза;

Для установления нормальных типов мотовозов примем следующие положения.

1) Установление ряда типов мотовозов по мощности произведем только для мотовозов с механической передачей, как наиболее простой, дешевой и имеющей наивысший к. п. д.

2) Число ступеней скорости для мотовозов должно быть не менее трех. Для дальнейших расчетов необходимо принять, что рабочими скоростями движения, т. е. скоростями, с которыми мотовоз должен следовать по предельным руководящим подъемам с поездами предельного веса, являются скорости второй ступени. Первая скорость служит только для трогания с места, обеспечивая плавность трогания и наибольшую силу тяги для преодоления начального сопротивления поезда. Скорость третьей и четвертой ступеней должна служить для более быстрого следования с неполным составом или по подъемам меньшим, чем расчетные, а также для следования мотовоза резервом.

3) Установление нормального ряда типов мотовозов по мощности и силе тяги должно быть произведено при условии, что типы мотовозов дополняют и взаимно заменяют существующие типы пар-

УДК 62-50
(ДНТ)

возов на двухрельсовых колеях со стандартной шириной колеи 600—750—1000 мм, не касаясь типов мотовозов однорельсовых дорог и других видов их.

1. Общие формулы зависимости между мощностью двигателя мотовоза и весом мотовоза

Как известно из тяговых расчетов, сила тяги на ободе колес выражается следующей формулой:

$$F_k = \frac{270 N_s \eta}{v},$$

где F_k —сила тяги на ободе колес (касательная) в кг,

N_s —эффективная мощность двигателя в л. с.,

η —к. п. д., учитывающий вес потери мощности при передаче от вала до обода ведущих колес,

v —скорость движения мотовоза (линейная) в км/час.

С другой стороны сила тяги на ободе ведущих колес ограничивается сцеплением колес с рельсами. Ограничение это выражается следующей формулой:

$$F = \psi P 1000 \text{ кг},$$

где ψ —коэффициент сцепления колес с рельсами,

P —вес мотовоза в т (вес, приходящийся на ведущие оси).

Зависимость мощности двигателя мотовоза от сцепного веса определяется, если приравнять эти два уравнения:

$$F = \frac{270 N_s \eta}{v} = \psi P 1000 \text{ кг},$$

откуда

$$N_s = \frac{\psi \cdot P \cdot 1000 \cdot v}{270 \eta}$$

или, обозначая

$$\frac{\psi 1000}{270 \cdot \eta} \text{ через } K$$

получим

$$N_s = K \cdot P \cdot v.$$

Для определения значения K необходимо знать значения величин коэффициентов сцепления ψ и к. п. д. двигателя η . Очевидно, чем больше значение K и v , тем большая мощность должна быть у двигателя мотовоза. Ниже приведены основания для выбора значения этих величин.

2. Коэффициент полезного действия мотовозов

К. п. д. мотовоза, учитывающий все потери на трение от цилиндров до обода ведущих колес, равняется произведению отдельных коэффициентов, т. е.

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_s,$$

где η_m —механический к. п. д. двигателя, учитывающий потери на трении от цилиндров двигателя до вала $\eta_m = \frac{N_{в\phi}}{N_1}$,

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передач, учитывающий потери на трении от вала двигателя до колес $\eta_{пер} = \frac{N_0}{N_{эф}}$;

η_0 — к. п. д. ходовых частей мотовоза как повозки, учитывающий сопротивление в буксах колес, но не учитывающий сопротивления между ободом колеса и рельсом во время движения мотовоза.

Рассмотрим в отдельности эти коэффициенты.

Механический к. п. д. двигателя η_m определяется опытом и изменяется в пределах от 0,85 до 0,90.

К. п. д. передач будет различен не только для разных мотовозов, но и для одного и того же мотовоза в зависимости от изношенности частей машины, смазки трущихся частей, качества смазки и прочих факторов.

На основании опытных данных к. п. д. передаточных механизмов находится в пределах от 0,60 до 0,95.

К. п. д. одной пары цилиндрической цепной или конической зубчатой, включая трение в подшипниках, колеблется в пределах 0,93—0,98. К. п. д. червячной передачи (пары) в значительной степени зависит от качества изготовления передач, а также от величины нагрузки на червях: в среднем для червячной пары не следует принимать к. п. д. $\eta_{пер}$ выше 0,85.

Если передача у мотовоза или тягача осуществлена через n пар шестерен, то общий к. п. д. передачи будет равен произведению к. п. д. каждой пары. т. е.

$$\eta_{пер} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

Ниже приведена табл. 45 к. п. д. передачи некоторых наиболее распространенных тракторов.

ТАБЛИЦА 45

Трактор или тягач	Число пар	к.п.д.
Интернационал 15/30 .	Три пары шестерен	$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = (0,95)^3 = 0,85$
Ойль-Пуль 13/25 .	Четыре пары шестерен	$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = (0,95)^4 = 0,8$
Фордзон 10/20 .	Одна пара шестерен и червячная пара	$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 (0,95 \cdot 0,82) = 0,77$

Для некоторых типов ширококолейных тепловозов путем опыта были получены следующие значения к. п. д. передач¹.

К. п. д. ходовых частей мотовоза, учитывающий трение в буксах, но не учитывающий сопротивления между ободом колеса и рельсом, в среднем равен от 0,94 до 0,95.

¹ По материалам I Всесоюзной конференции по реконструкции транспорта, выпуск III, 1923 г. Инж. М. М. Михальчи.

НБ
УДНТ
(ДНТ)

ТАБЛИЦА 46

Тип передачи	к. п. д.
Магнитно-механическая	0,96
Зубчатая (механическая)	0,95
Гидравлическая механическая Шней- дера	0,90
Электрическая	0,85
Гидравлическая	0,70

Механический к. п. д. мотовоза для узкоколейных мотовозов при работе на первой скорости имеет значения, указанные в табл. 47¹

ТАБЛИЦА 47

Завод постройки	к. п. д.	Завод постройки	к. п. д.
Балдвин	0,76—0,78	Шварц	0,84—0,95
Плимут	0,75—0,85	Бруквиль	0,51—0,62
Оренштейн и Каппель	0,82—0,89	Красный путиловец	0,51—0,62
Фаулер	0,82—0,86	Тип 0—2—0	0,60
Дейтц	0,86—0,94	Тип 0—3—0	0,64
Вулкан	0,85—	Мотовилиха	0,77

Из сопоставления данных, приведенных в таблице, можно вывести заключение, что к. п. д. мотовозов при механической передаче (зубчатой и цепной) в среднем равен от 0,80 до 0,85 для новых хорошо сконструированных передач; для плохо же сконструированных или старых мотовозов с изношенными передачами к. п. д. может быть принят от 0,56 до 0,65.

3. Коэффициент сцепления колес с рельсами

Коэффициент сцепления колес с рельсами по опытам Вихтера и Мюллера выражается следующей формулой:

$$\psi = \psi_0 - av,$$

где ψ_0 — коэффициент сцепления при трогании с места,
 a — „ „ определяемый опытом,
 v — скорость движения в км/час.

Инж. Н. А. Добровольский на основании опытных данных Вихтера и Мюллера рекомендует принимать для тепловозов с непосредственной передачей коэффициент сцепления $\psi = 0,20 - 0,00125v$ (тяговые расчеты Д. А. Штанге, 1931 г.). Коэффициент сцепления,

¹ По материалам I Всесоюзной конференции по реконструкции транспорта, выпуск III, 1923 г. Инж. М. М. Михальчи.

будет зависеть также от конструкции передачи, от соединения колес сцепными дышлами и от состояния поверхности рельс.

Скорости движения на узкоколейных дорогах при мотовозной тяге колеблются в пределах от 5 до 30 км/час, т. е. незначительны, и для дальнейших расчетов можно принять ψ равным от 0,163 до 0,20. В среднем можно принять

$$\psi = \frac{0,163 + 0,20}{2} = 0,182 \approx \frac{1}{5,5}.$$

В практике для увеличения коэффициента сцепления колес с рельсами с целью повысить сцепную силу тяги мотовоза применяют песок, который рассыпают на рельсы из специальных песочниц. Рассыпку песка возможно применять только на небольших трудных участках профиля дороги. В этом случае коэффициент сцепления принимается равным от 0,22 до 0,25.

Подставляя принятые значения для величин ψ и η в формулу

$$K = \frac{\psi \cdot 000}{\eta \cdot 270},$$

получим значения для коэффициента K .

ТАБЛИЦА 48

ψ	η	K
0,20	0,60—0,80	1,23—1,03
0,65	0,60—0,80	1,02—0,77

т. е. K изменяется в пределах от 0,77 до 1,23, что в среднем дает значение K равным 1,0.

4. Скорости движения мотовоза

Для промышленных паровозов наименьшие и наибольшие скорости движения на расчетных подъемах намечены техническими условиями нижеследующие.

ТАБЛИЦА 49

Скорости в км/час	Колея в мм		
	1 000	750	600
Наименьшая скорость на расчетных подъемах	9	8	6
Наибольшая скорость	30	25	20 ¹

¹ При опытных поездках и в условиях эксплуатационной работы указанные скорости часто повышаются на 30% и более.

УДКУНБ
(ДИП)

Для мотовозов таких технических условий не имеется. Если принять расчетные скорости следования мотовозов для каждой стандартной ширины колеи такие же, как намечаемая техническими условиями при проектировании паровозов, то количество стандартных типов мотовозов увеличится. Число типов может быть уменьшено, если принять скорость следования мотовозов по расчетным подъемам одинаковой для всех трех колеи. Скорость следования мотовозов по затяжным подъемам принимаем для дальнейших расчетов одинаковой для всех трех колеи и равной среднему значению от вышеуказанных скоростей при проектировании паровозов.

$$\frac{6+8+9}{3} = 7,7 \text{ км/час} \approx 8 \text{ км/час.}$$

Наибольшей скоростью мотовоза можно считать от 30 км/час до 40 км/ч в зависимости от числа и соотношения ступеней скорости.

Что касается числа и соотношения ступеней скорости, то в существующих мотовозах с механической передачей таковые указаны в табл. 50.

ТАБЛИЦА 50

	Отношение ступеней скорости		Отношение ступеней скорости
1	1:2:3 :4	4	1:1,5:2,5:3,5
2	1:2:3,5:4	5	1:1,7:2,7: 4
3	1:2: 4:6	6	1:1,7: 5: 5

5. Зависимость между мощностью и весом мотовоза

Подставляя в вышеприведенную формулу мощности $N_s = kP \cdot v$ л. с., значения коэффициента $k = 0,71$ и $k = 1,23$, а также среднее значение скорости мотовоза $v = 8$ км/час на второй передаче, получим эффективную мощность двигателя мотовоза равной:

$$N_s = 0,71 \cdot 8 \cdot P = 5,7 \cdot P$$

$$N_s = 1,23 \cdot 8 \cdot P = 9,8 \cdot P.$$

Таким образом мощность двигателя в л. с. равна в среднем восьмикратному сцепному весу мотовоза, выраженному в тоннах, и наоборот сцепной вес в тоннах рационально сконструированного мотовоза должен равняться одной восьмой от мощности двигателя мотовоза, выраженной в л. с.

Для заграничных мотовозов соотношение между мощностью и весом мотовоза приблизительно то же.

6. Нагрузка на ось мотовоза

Наивыгоднейшие нагрузки на ось узкоколейных паровозов были определены инж. Либиным¹ путем сопоставления сумм

¹ См. выпуск № 1, НТУ ВСНХ СССР „Научно-исследовательской работы в области стандартизации узкоколейного ж.-д. хозяйства СССР“.

годовых расходов при различных комбинациях нагрузок, уклонов и грузооборота. Применяя тот же метод к определению экономически наиболее выгодных нагрузок на ось мотовозов, можно прийти к заключению, что соотношение между себестоимостью перевозок и нагрузками на ось мотовоза, и зависимости от различных элементов строительной стоимости и расходов эксплуатации, остается тот же, что и для паровозов, а меняться будет только абсолютная величина себестоимости перевозок. Следовательно, наиболее выгодные нагрузки на ось мотовозов будут те же, что и для паровозов, только степень выгоды повысится на 16—50%.

ТАБЛИЦА 51

Допускаемые нагрузки на ось паровозов, установленные стандартом ОСТ—2394

Ширина колеи в мм	Нагрузка на ось в т	Грузообороты в грузовом направлении в тысячах т/км
600	3—4—6,5	20—50—100—200
750	4—6,5—9	50—100—200—350—500
1 000	6,5—9—12,5	100—200—350—500—750

Согласно новому сортаменту стандартные типы рельс для узкоколейных дорог с допускаемой нагрузкой на ось следующие (см. ОСТ—НКТП—7688/664, утвержд. 1934 г.).

ТАБЛИЦА 52

Вес рельс кг/м	6,93	8,42	11,20	14,72 18,06	24,04
Допустимая нагрузка на ось в т.	2	3	4	6,5	9

ТАБЛИЦА 53

Нагрузка на ось мотовозов внутризаводских, промышленных, строительных и временных путей

Колея в мм	Нагрузка на ось мотовозов в т				
600	2	3	4	6,5	—
750	2	3	4	6,5	9
1 000	—	—	4	6,5	9

Допускаемые нагрузки на ось узкоколейных мотовозов прием такие же, как для узкоколейных паровозов, т. е. в 4—6,5 и 9 т.

установленные стандартом ОСТ—2344, так как мотовозы должны заменять не только работу паровозов, но и работу конной и людской тяги, то кроме указанных выше допускаемых нагрузок, необходимо принять дополнительные нагрузки в 2 т для колес в 600 и 750 мм, в 3 т для колес 750 мм и в 4 т для колес 1 000 мм.

7. Зависимость между сцепным весом мотовоза и весом состава поезда

Как известно из тяговых расчетов, сила тяги, в зависимости от сопротивления движению, может быть выражена следующей формулой:

$$F = (P + Q) \cdot (W_0 + i_{\phi}) \text{ кг,}$$

где F — сила тяги в кг,

P — вес мотовоза в т,

Q — вес состава поезда брутто в т,

W_0 — удельное сопротивление в кг на 1 т веса состава поезда на прямом горизонтальном участке продольного профиля,

i_{ϕ} — приведенный фиктивный уклон, т. е. сопротивление поезда от уклона и кривых в кг на 1 т веса поезда.

Подставляя в приведенную формулу вместо F равное ей значение $\psi P \cdot 1000$, определим вес мотовоза в зависимости от веса состава поезда.

$$P = \frac{Q(W + i_{\phi})}{\psi \cdot 1000 - (W_0 - i_{\phi})}.$$

Таким образом вес мотовоза зависит от веса состава и сопротивления движению поезда. Для определения веса мотовоза необходимо знать вес состава поезда и значение удельных сопротивлений движению. В свою очередь тип мотовоза зависит от допускаемой нагрузки на ось, которая изменяется в зависимости от типа рельс.

Вес составов поездов при различных уклонах и нагрузках на ось для узкоколейных паровозов исчисляется инж. Либиным¹ по формулам:

$$Q_{\sigma} = Q_H + Q_m;$$

$$Q_{\sigma} = \frac{F}{n_0 + i_{\phi}} - P;$$

$$Q_k = \frac{Q_{\sigma}}{1 + \frac{x}{0,9}},$$

$$Q_m = \frac{x Q_H}{0,9},$$

где Q_{σ} — вес поезда брутто,

Q_k — вес поезда нетто,

Q_m — вес поезда тара,

¹ См. Научно-исследовательские работы в области стандартизации узкоколейного ж.-д. хозяйства СССР, инж. Либина, изд. 1929 г., Москва.

НБ
УДНТ
(ДНТ)

W_0 — основное сопротивление на прямом горизонтальном пути,

i_{ϕ} — наибольший подъем (фактивный),

P — расчетный вес паровоза с тендером,

x — коэффициент загрузки вагона равен 0,4,

0,9 — коэффициент загрузки вагона.

Расчетный вес паровоза с тендером принят в 1,6 от сцепного веса паровоза. Основанием к этому послужили соотношения для паровозов разных серий, не имеющих бегунков.

Сила тяги паровоза равна $\frac{1}{6}$ от сцепного веса. Принятые величины давлений на ось и соответственные силы тяги паровозов приведены в табл. 54.

ТАБЛИЦА 54

Давление на ось в <i>t</i>	Вес четырехосных паровозов в <i>t</i>			Сила тяги паровозов в <i>t</i>		
	при колее в <i>мм</i>			при колее в <i>мм</i>		
	600	750	1000	600	750	1000
3	12	—	—	2 000	—	—
4	16	16	—	2 670	2 670	—
6,5	26	26	26	4 333	4 333	4 333
9	—	36	36	—	6 000	6 000
12,5	—	—	50	—	—	8 333

Фиктивные уклоны для мотовозов принимаем те же, что и для паровозов узкоколейных дорог, т. е. 0,010, 0,015 и 0,025.

Уклон 0,010 отвечает равнинной местности и местности средней трудности при значительном грузообороте.

Уклон 0,015 характерен для подъездных путей малого грузооборота и для линии в местностях средней трудности.

Уклон 0,025 соответствует горной местности.

Удельные сопротивления принимаем те же, что были приняты инж. Либным при определении веса состава поезда для паровой тяги:

для колеи 1 000 <i>мм</i> .	. 3,5 <i>км/т</i>
750	. 4,0
600	. 5,0

Расчитанные на основании указанных формул веса поездов приведены в табл. 55, 56 и 57.

Полагая, что мотовозы будут обслуживать те же составы поездов, что и паровозы, необходимый сцепной вес мотовозов найдем по данной вышеприведенной формуле.

Данные вычислений приведены для каждой стандартной колеи табл. 58, 59, 60.

НОВО
УДМУТ
(ДИП)

ТАБЛИЦА 55

Уклон в тысяч- ных долях	Вес	Вес поезда для колеи в 1000 мм в т при нагрузке на ось в т		
		6,5	9	12,5
10	Брутто	281,0	386,8	516,0
	Нетто	194,4	267,7	357,0
	Тара	86,0	118,9	159,0
15	Брутто	194,2	266,7	355,5
	Нетто	133,9	184,6	246,0
	Тара	59,0	82,0	109,5
26	Брутто	112,0	152,9	204,0
	Нетто	78,4	114,7	141,2
	Тара	35,0	51,0	62,8

ТАБЛИЦА 56

Уклон в тысячных долях	Вес	Вес поезда для колеи в 750 мм в т при нагрузке на ось в т		
		4	6,5	9
10	Брутто	165,4	268,0	371,0
	Нетто	114,4	185,5	257,0
	Тара	51,0	82,5	114,0
15	Брутто	115,0	186,6	258,0
	Нетто	79,6	129,2	178,5
	Тара	35,4	57,4	79,5
25	Брутто	66,6	108,0	149,4
	Нетто	46,1	74,4	103,4
	Тара	20,5	33,3	46,0

ТАБЛИЦА 57

Уклон в тысячных долях	Вес	Вес поезда для колеи 600 мм в т при нагрузке на ось в т		
		3	4	6,5
10	Брутто	114,1	152,4	247,0
	Нетто	78,9	105,4	171,2
	Тара	35,2	74,0	71,2
15	Брутто	80,8	108,0	175,0
	Нетто	56,2	74,7	121,1
	Тара	24,8	33,3	54,0
25	Брутто	47,5	63,5	103,0
	Нетто	32,9	44,0	71,2
	Тара	14,6	19,5	31,7

ТАБЛИЦА 58

Сцепной вес паровозов и мотовозов при одинаковых составах поездов для колеи шириной в 1000 мм

Уклон в ты- сячных до- лях	Вес состава поезда в т	Стандартная нагрузка на ось паровоза в т	Сцепной вес паровоза в т	Сцепной вес мотовоза в т	Нагрузка на ось мото-воза в т	Уменьшение сцепного ве-са мотовоза в %
10	281,0	6,5	26	24,7	6,17	5,0
15	194,2	6,5	26	24,3	6,07	6,5
25	112,0	6,5	26	24,2	6,05	6,9
10	386,8	9,0	36	34,2	8,55	5,0
15	266,7	9,0	36	33,3	8,2	7,5
25	152,9	9,0	36	31,5	7,8	12,5
10	516,0	12,5	50	45,5	11,4	9,0
15	355,5	12,5	50	44,4	11,1	11,2
25	204,0	12,5	50	42,2	10,5	15,6

ТАБЛИЦА 59

Сцепной вес паровозов и мотовозов при одинаковых составах поездов для колеи шириной в 750 мм

Уклон в ты- сячных до- лях	Вес состава поезда в т	Стандартная нагрузка на ось паровоза в т	Сцепной вес паровоза в т	Сцепной вес мотовоза в т	Нагрузка на ось мото-воза в т	Уменьшение сцепного ве-са мотовоза в %
10	165,4	4	16	15,2	3,8	3,0
15	115,0	4	16	14,8	3,7	7,5
25	66,6	4	16	14,1	3,5	12,0
10	268,0	6,5	26	24,5	6,1	5,8
15	168,6	6,5	26	24,0	6,0	7,7
25	108,0	6,5	26	22,7	5,7	12,7
10	371,0	9	36	34,1	8,5	5,3
15	258,0	9	36	33,6	8,4	6,6
25	149,4	9	36	31,4	7,8	12,8

Из приведенных данных видно, что сцепной вес и давление на ось мотовозов могут быть меньшими, чем у паровозов. В зависимости от сопротивления движению для каждой стандартной ширины колеи и уклона продольного профиля уменьшение сцепного веса в процентах выражается в 5—15%, а в среднем в 10%.

При замене четырехосных паровозов трехосными мотовозами сцепной вес при одинаковом давлении на ось уменьшится, вследствие чего уменьшится и вес состава поезда. Это уменьшение указано в табл. 61.

ТАБЛИЦА 60

Сцепной вес паровозов и мотовозов при одинаковых составах поездов для колеи шириной в 600 мм

Уклон в ты- сячных до- лях	Вес состава поезда в т	Стандартная нагрузка на ось паровоз в т	Сцепной вес паровоза в т	Сцепной вес мотовоза в т	Нагрузка на ось мотовоза в т	Уменьшение сцепного ве- са мотовоза в %
10	114,1	3	12	11,2	2,8	6,6
15	80,8	3	12	11,0	2,7	8,3
25	47,5	3	12	10,4	2,6	13,3
10	152,4	4	16	15,0	3,8	6,2
15	108,0	4	16	14,7	3,7	8,1
25	63,5	4	16	13,9	3,5	13,1
10	247,0	6,5	26	24,3	6,1	6,5
15	175,0	6,5	26	23,8	5,9	8,4
25	103,0	6,5	26	22,6	5,7	13,1

ТАБЛИЦА 61

Уменьшение веса состава поезда в % для трехосных мотовозов по сравнению с четырехосными паровозами

Стандартная нагрузка на ось в т	Ширина колеи в мм					
	1 000		750		600	
	Уклон	Уклон	Уклон	Уклон	Уклон	Уклон
	0,010	0,025	0,010	0,025	0,010	0,025
3	—	—	—	—	20,9	13,7
4	—	—	20,8	14,4	20,4	13,7
6,5	21,3	15,5	20,7	14,3	20,1	13,7
9	20,9	14,3	20,6	14,2	—	—
12,5	17,5	10,9	—	—	—	—

Столь незначительное уменьшение веса состава поезда дает основание при установлении типов мотовозов базироваться на трехосных мотовозах с тем же давлением на ось, что и у четырехосных паровозов. С увеличением коэффициента сцепления с 1/6 до 1/5 или 1/5,5 при работе мотовозов на коротких расстояниях вес состава поезда вследствие увеличения сцепной силы тяги может быть увеличен на 10—20%.

Из приведенных соображений усматривается, что мотовозы для узкоколейных путей общего пользования, заменяющие работу паровозов, могут быть избраны двух типов, а именно поездные с четырьмя и маневровые с тремя ведущими осями.

ТАБЛ
Мощность двигателя мотовоза в л. с. в за

Колея и осевая формула Стандартная нагрузка на ось в т	600 мм		
	0—2—0	0—3—0	0—4—0
2	25—30	35—45	50—60
3	35—45	56—67	75—90
4	50—60	75—90	100—120
6,5	80—96	120—150	160—195
9	—	—	—
12,5	—	—	—

8. Основной ряд типов мотовозов

Имея вышеуказанные нагрузки на ось мотовозов и формулу для определения мощности двигателя, составим нормальный ряд типов мотовозов, во-первых, при значении $\psi = \frac{1}{6}$, $\eta = 0,80$ и скорости следования мотовоза $v = 8$ км/час,

$$N_s = k \cdot P \cdot v;$$

$$k = \frac{\psi 1000}{\eta 270} = 0,77;$$

и, во-вторых, при: $\psi = \frac{1}{5}$, $\eta = 0,80$, $v = 8$ км/час и $k = 0,93$.

Нормальный ряд типов мотовозов приведен в табл. 62, где значения мощности округлены до целых чисел.

Из таблицы усматривается, что для всех трех стандартных колея и шести нагрузок на ось при количестве ведущих осей мотовоза 2—3—4 получается 39 типов мотовозов при 15 типах двигателей.

Учитывая замену существующих и проектируемых типов узкоколейных паровозов мотовозами, а также принимая во внимание возможность замены трехосных мотовозов четырехосными, наиболее рационально стандартизировать только 16 типов мотовозов при семи типах двигателей.

9. Возможность оборудования мотовозов двигателями, выпускаемыми заводами СССР

Исключая из таблиц повторяющиеся величины и округляя близлежащие, получим следующую шкалу потребных мощностей двигателя в л. с.

30, 40, 50, 60, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 250, 300, 350.

Для удовлетворения этой потребности в пределах до 100 л. с. могут быть применены автотракторные двигатели и специальные дизельные свыше 100 л. с.

УДК 62
(ДИТ)

ЦА 62
 Силности от нагрузки на ось и числа осей

750 мм			1 000 т		
0-2-0	0-3-0	0-4-0	0-2-0	0-3-0	0-4-0
25-30	35-45	50-60	—	—	—
35-45	56-67	75-90	—	—	—
50-60	75-90	100-120	50-60	75-90	100-120
80-96	120-150	160-195	80-96	120-150	160-195
111-133	167-200	220-265	111-133	167-200	220-265
—	—	—	155-180	230-278	308-370

В отношении первых мы имеем обеспеченный выпуск следующих карбюраторных моторов:

- 30 л. с. — завода СТЗ и ХТЗ
- 40 " — ГАЗ в Горьком
- 50 " — „Коммунар“ — Интернационал 55
- 60 " — им. Сталина (АМО-3)
- 75 " — ЗИС (АМО-5).

Кроме этих двигателей, проектируется и испытывается ряд двигателей дизельного типа, как то: от 40 до 70 л. с. НАТИ (Авто-тракторный институт) и от 80 до 100 л. с. — НИДИ (Дизельный институт), а также двигатели специального назначения для экскаваторов, судов и т. п.

Таким образом оборудование двигателями мотовозов малой и средней мощностей может быть обеспечено. Что же касается больших мощностей, то в этом отношении выходом из положения послужит выполнение плана выпуска дизелей на вторую пятилетку Союздизелем.

При намеченной мощности в 25 и 35 л. с. в одном цилиндре и количестве 2, 3, 4 и 6 цилиндров получается шкала мощностей, приведенная в табл. 63.

ТАБЛИЦА 63

Тип двигателя	Число об/мин.	Мощность в л. с. при числе цилиндров			
		2	3	4	6
Д/16/27	500	50	75	100	—
Д/19/32	420	70	105	140	210

УДНТ
 (ДНТ)

ТАБЛИЦА 64

№ по порядку	Ширина колеи в мм	Нагрузка от сцепной оси в т	Осевая формула	(Длительная) нормальная мощность двигателя нетто эффективных л. с.		Передача		Скорости движения при нормальном числе оборотов двигателя в км/час	Предельная	Касательная сила тяги по сцеплению на ободах колес на I и II ступенях передачи в кг	Наименьший радиус вписывания в метрах при наибольшем ускорении колеи в 15 мм
				от	до	тип	число ступеней с реверсом на оба хода вперед и назад				
								на II ступени передачи			
1	600	2	0-2+2-0	60	65	Механическая	от 3 до 4 То же	8	20	1 600	20
2	600	3	0-2-0	40	50				20	1 200	20
3	600	4	0-3-0	90	100				25	2 400	25
4	600	4	0-4-0	120	130				25	3 200	40
5	750	2	0-2+2-0	60	65	Механическая	8	8	20	1 600	20
6	750	3	0-2-0	40	450				20	1 200	20
7	750	4	0-3-0	90	100				25	2 400	25
8	750	4	0-4-0	120	130				25	3 200	40
9	750	6,5	0-3-0	145	160				30	3 100	35
10	750	6,5	0-4-0	190	215				30	5 200	60
11	750	9	0-4-0	270	300				30	7 200	60
12	1 000	4	0-3-0	90	100				25	2 400	25
13	1 000	4	0-4-0	120	130				25	2 200	40
14	1 000	6,5	0-3-0	145	160				30	1 400	35
15	1 000	6,5	0-4-0	190	215				30	5 200	60
16	1 000	9	0-4-0	270	300	30	7 000	60			

Для мощности свыше 210 л. с. Калужский завод НКПС проектируется шестицилиндровый двигатель конструкции Гаккеля, мощностью в 300 л. с.

Исходя из производственной возможности ближайших лет и потребности транспорта отдельных отраслей промышленности, вышеприведенная шкала типов сокращена и Всесоюзным научно-исследовательским институтом промышленного транспорта ВНИИПТ разработан проект стандарта мотовозов промышленных наземных ж.-д. путей узкой колеи, приведенный в табл. 64 и 65.

Основным типом мотовозного двигателя принимается бескомпрессорный дизель-мотор; допускается также применение двигателей карбюраторного типа, работающих как на легких жидких топливах (бензине, лигроине и керосине), так и на генераторном газе (каменноугольном, древесном, торфяном и пр.).

Впредь до организации выпуска в СССР соответствующих типов быстроходных дизель-моторов согласно ОСТ 7106 и газо-генераторных двигателей с требуемыми стандартом мощностями при проектировании отдельных типов мотовозов надлежит применять двигатели, указанные в табл. 65.

ТАБЛИЦА 65

№ типов мотовозов по табл. 64	Сцепной вес мотовоза в т	Заводы изготовления и типы двигателей	Нормальная полезная мощность двигателя на валу в л. с.	Примечание
2 и 6	6	а) Тракторный Харьковского завода (ХТЗ) .	30	При двигателе ХТЗ скорость движения на 2-й ступени передачи ограничивается 6 км/час
		б) Автомобильный Горьковского завода (ГАЗ-АА) .	40	
1 и 5	8	Тракторный Челябинского завода (ЧТЗ) .	60	Скорость движения на 2-й передаче ограничивается 7,5 км/час
3, 7, 12	12	а) Дизель-мотор Воронежского завода тип Д/16/32 в двухцилиндровом выполнении .	70	
		б) Автомобильный Ярославского завода ЯГ-5 .	73	
4, 8, 13	16	Дизель-мотор Воронежского завода тип Д/19/32 в трехцилиндровом выполнении .	105	
9	19,5	Дизель-мотор Воронежского завода тип Д/19/32 в четырехцилиндровом выполнении	140	

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

Примечания к стандарту.

а) Допускаются следующие предельные отклонения от данных табл. 64 и 65.

- 1) Для мотовозов со сцепным весом
до 8 т включительно от + 3% до - 4%
то же до 16 т + 2% " - 3%
" 36 " + 2% " - 2%
- 2) для скорости на 2-й ступени
передачи " + 3% " - 5%

б) При механической коробке передач допускается применение гидромфты.

в) Мотовозы колеи 600 мм всех типов должны иметь конструкцию, допускающую перестановку их без переделок на колесные скаты колеи 750 мм.

г) Мотовозы, предназначенные для наземных путей колеи 900 мм, связанных процессами производства с подземными путями той же колеи (ОСТ 4938), имеют ту же характеристику, что и мотовозы колеи 750 мм. Конструкция мотовозов колеи 900 мм должна допускать перестановку их без переделки на колесные скаты колеи 750 мм, за исключением мотовозов, имеющих нагрузку на ось 9 т, которые могут иметь независимую от колеи 750 мм конструкцию.

$\eta_{пер}$ — механический коэффициент полезного действия передаточного механизма от вала двигателя до обода колес (включая элементы спаривания сцепных колес). Для вновь проектируемых типов мотовозов со специально мотовозной коробкой передач нижший предел к. п. д. передачи устанавливается 0,80; для передач с использованием частей передаточного механизма существующих типов тракторов и автомобилей допускается $\eta_{пер} < 0,80$.

N_s — нормальная (длительная) мощность двигателя нетто в эффективных лошадиных силах.

v — поступательная скорость движения мотовоза км/час на соответствующей ступени передачи.

Намеченные таблицей типы предназначаются для нужд различных отраслей промышленности и соответственно с этим должны предусматривать возможность оборудования их для нужд каждой отрасли промышленности, поэтому Локомотивпроектом с участием автора выдвинуты следующие положения, которые должны быть учтены при разработке типов мотовозов. Желательно, чтобы:

1) коробка скоростей была четырехступенная, с прямым и обратным ходом и, по крайней мере, с двумя фрикционными муфтами, включаемыми воздухом или маслом;

2) привод ведущих осей был со сцепными дышлами;

3) была возможность установки компрессора для обслуживания подвижного состава и тормоза мотовоза;

4) мотовозы были снабжены электрооборудованием тракторного типа для освещения;

5) глушитель обеспечивал безопасность в пожарном отношении при обслуживании мотовоза, складов и т. п.;

6) холодильники были разработаны с учетом возможности комбинирования их из стандарта для всей серии мотовозных деталей;

7) мотовозы имели минимальное количество деталей.

УДУИТ
(ДИТ)

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ОСНОВНЫЕ ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОВОЗОВ

К основным тяговым характеристикам мотовозов относятся: мощность мотовоза и сила тяги на ободѣ колес; сила тяги по двигателю; крутящий момент; сила тяги по сцеплению колес с рельсами; запас силы тяги; тяговые характеристики мотовоза.

1. Мощность на ободѣ ведущих колес мотовоза и сила тяги на ободѣ его колес

Мощность на ободѣ ведущих колес мотовоза равна эффективной мощности его двигателя $N_{эф}$ за вычетом всех потерь в трансмиссиях и передачах от вала к колесам, но без вычета сопротивления при движении.

Отношение мощности на ободѣ колес мотовоза к эффективной мощности его двигателя есть механический к. п. д. η . Обозначая мощность на ободѣ ведущих колес через N_0 , получим:

$$N_0 = \eta \cdot N_{эф},$$
$$\eta = \frac{N_0}{N_{эф}}.$$

η — механический к. п. д. определяется опытным путем.

Мощность на ведущих колесах не есть величина постоянная. При увеличении числа оборотов n двигателя в единицу времени мощность возрастает, но до известного предела, за которым она падает по причинам, указанным выше.

Кроме того опытом установлено, что коэффициент $\eta_{пер}$ для каждой включенной передачи коробки скоростей меняется с изменением работы двигателя, т. е. $\eta_{пер}$ зависит от скорости v и эффективной мощности $N_{эф}$

$$\eta_{пер} = f(v \cdot N_{эф}).$$

Обозначая силу тяги на ободѣ колес буквой F_k и скорости движения мотовоза через v , найдем секундную работу силы тяги F_k (касательная сила тяги).

$$F_k \cdot v = N_0.$$

Это произведение есть мощность мотовоза, отнесенная к ободу движущих колес.

Так как

$$\eta = \frac{N_0}{N_p},$$

то

$$F_k v = N_p \eta.$$

Если желательно мощность мотовоза выразить в лошадиных силах, необходимо произведение $F_k v$ разделить на 75.

Выражая мощность мотовоза в л. с., силу тяги в кг, скорость в м/сек, получим следующую зависимость между силой тяги на ободу колес, скоростью и мощностью:

$$F_k = \frac{75 N_p \eta}{v} \text{ кг.}$$

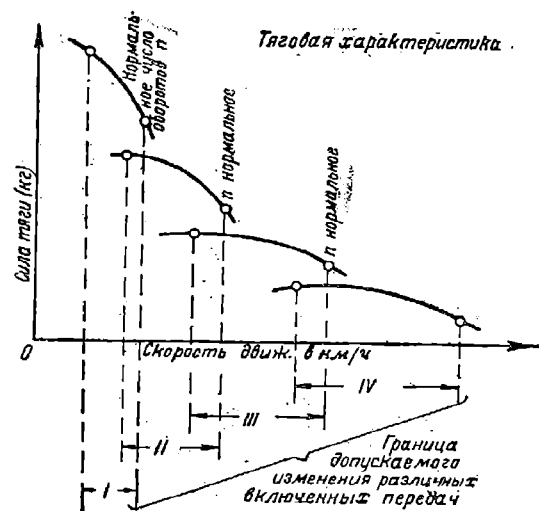
Если же требуется выразить скорость в км/час, то формула для силы тяги примет вид:

$$F_k = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60 N_p \eta}{1000 \cdot v} = \frac{270 \cdot N_p \eta}{v} \text{ кг.}$$

В этом выражении $N_p \eta$ и v величины переменные.

$$N_p = f'(n \cdot a); \quad \eta = f''(N_p v),$$

так как для каждой из переключенных передач коробки скорости передаточные числа n зависят от скорости.



Фиг. 56.

Таким образом силу тяги на ободу колес можно выразить как функции скорости v и величины открытия дросселя a .

$$F = f'''(v \cdot a).$$

Опытом возможно получить ряд кривых, дающих значение силы тяги от скорости движения v для постоянных различных значений a . Из числа этих кривых обычно определяют кривые, отвечающие полному открытию дросселя a при различных передачах в коробке скоростей.

Совокупность этих кривых представляет собой тяговую характеристику мотовоза (фиг. 56).

При невозможности получить тяговую характеристику непосредственно из опыта на специальных машинах, ее приблизительно строят по точкам кривой характеристики двигателя и передачи, при постоянном значении η — к. п. д. двигателя, который в среднем может быть принят равным от 0,75 до 0,85¹. Установлено

¹ См. Испытание автомобилей и их механизмов, проф. Е. А. Чудакова.

УДМУНТ
(ДИТ)

что к. п. д. остается постоянным при различных переключениях в коробке скоростей при условии постоянства числа оборотов коленчатого вала (с увеличением числа оборотов к. п. д. падает). При изменении числа оборотов от минимума до максимума падение составляет от 0,05 до 0,08.

Для современных автодвигателей к. п. д. η изменяется от 0,50 до 0,90.

Характеристика передачи может быть построена графически, если имеется кривая характеристики двигателя, известны передаточные числа в коробке скоростей мотовоза и формула зависимости между числом n оборотов коленчатого вала и линейной скоростью движения мотовоза v для каждой включенной передачи коробки скоростей. Последняя зависимость выражается следующей формулой:

$$v = \frac{2\pi \cdot R \cdot n \cdot 60 \cdot b}{n_0 \cdot 1000},$$

где v — скорость движения в км/час,

R — радиус ведущих колес в м,

n_0 — общее передаточное число включенной скорости, представляющее собой отношение оборотов коленчатого вала двигателя к оборотам ведущих колес,

n — число оборотов коленчатого вала в мин.,

b — коэффициент проскальзывания ведущих колес.

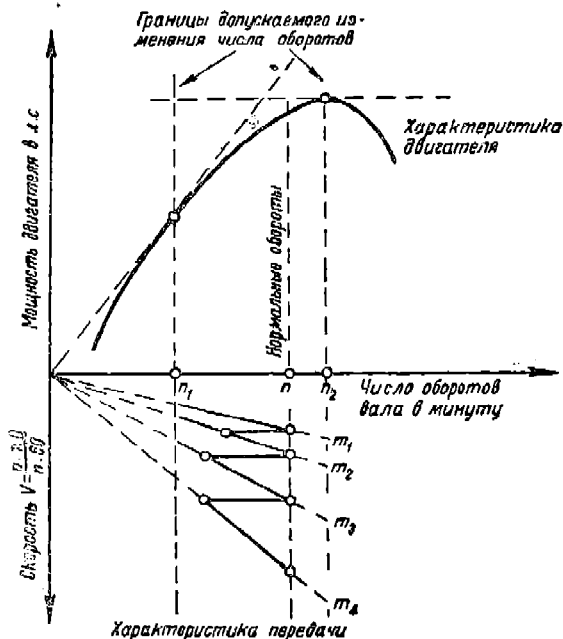
При отсутствии буксования (проскальзывания) коэффициент $b = 1$.

Построение характеристики передачи мотовоза производится следующим образом: имея передаточные числа в коробке скоростей t_1, t_2, t_3, t_4 и нормальное число оборотов вала n , находят скорость v по формуле: для первой передачи

$$v_1 = \frac{n \cdot 2\pi \cdot R \cdot 60}{t_1 \cdot 1000} \text{ км/час,}$$

для второй передачи

$$v_2 = \frac{n \cdot 2\pi \cdot R \cdot 60}{t_2 \cdot 1000} \text{ км/час,}$$



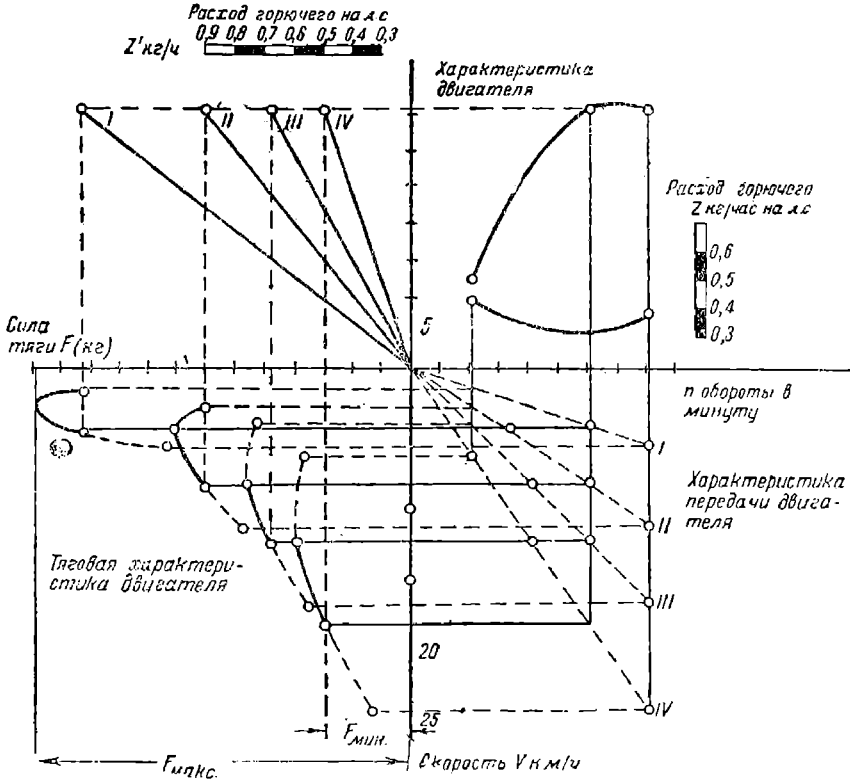
Фиг. 57.

для третьей передачи

$$v_3 = \frac{n \cdot \pi \cdot 2R \cdot 60}{m_3 \cdot 1000} \text{ км/час}$$

и т. д.

Найденные скорости в масштабе откладывают по оси ординат вниз от начала координат, а на абсциссе число оборотов вала в минуту, соответствующее нормальному числу оборотов n . Точки 1—2—3—4¹ соединяют с началом координат прямой линией (фиг. 57),



Фиг. 58.

так как графическая зависимость между скоростью v и числом оборотов n вала для каждой включенной передачи выражается прямой линией.

Имея характеристики двигателя и передачи, можно вычертить тяговую характеристику мотовоза по точкам при постоянном значении η . Построение по формуле

$$F_k = \frac{270 \cdot N_d \cdot \eta}{v} \text{ кг.}$$

¹ Точки 1—2—3—4 пересечений вертикальной прямой, проведенной через нормальное число оборотов вала n , с горизонтальными прямыми, проведенными через точки v_1, v_2, v_3, v_4 отложенных скоростей, на чертеже не указаны

УДК 62-73
(ДП)

для различных значений N_g и v выполнено на фиг. 58, где от начала координат вправо отложены обороты вала в мин., вниз — скорости в $км/час$ и влево сила тяги в $кг$. На этой же фигуре нанесены кривые расхода горючего в $кг/час$ на 1 л. с., определенные опытным путем.

Кривая Z дает расход горючего на 1 л. с. при полном открытии дросселя, а кривая Z' — расход при дросселировании.

2. Сила тяги мотовоза по двигателю

Из выражения силы тяги

$$F_k = \frac{270 N_g \eta}{v}$$

усматривается, что сила тяги на ободе колес зависит от мощности двигателя и скорости движения мотовоза и его к. п. д.

Максимальное значение сила тяги имеет при минимальном значении v .

$$v_{\text{мин.}} = \frac{\pi \cdot 2R \cdot n \cdot 60}{n_0},$$

которая в свою очередь получает наименьшее значение при n_0 мин.

Минимальные обороты коленчатого вала, определяемые числом цилиндров, размерами маховика и регулировкой карбюратора, редко спускаются ниже 450 об/мин. Поэтому, чтобы не уменьшать числа оборотов n и в то же время уменьшить скорость, увеличивают передаточное число n_0 в коробке передач. Имея характеристики двигателя и передачи, а также тяговую характеристику мотовоза, и зная пределы максимальных и минимальных чисел оборотов n вала, можно определить значение силы тяги $F_{k \text{ макс.}}$.

Минимальное значение силы тяги F_k получится при максимальной скорости на последней передаче и максимальном числе оборотов вала:

$$v = \frac{\pi \cdot 2R60 \cdot n_{\text{макс.}}}{n_{0\text{мин.}}}$$

Превысить число оборотов коленчатого вала двигатель может только на холостом ходу при движении под гору.

Значением минимальной силы тяги определяется максимальная скорость, какую в состоянии развить мотовоз при его конструкции, зависящей от передаточного числа в коробке передач и диаметра колес.

Превысить эту скорость мотовоз может только на спусках при холостом ходе.

3. Крутящий момент

Обозначая тяговое усилие на ободе колес через F_k и диаметры колес через $D = 2R$, получим крутящий момент равный:

$$M = \frac{F_k D}{2}.$$

НЕ
УДУНТ
(ДУНТ)
141

Если скорость равна V м/сек и мощность N_{η} , то зависимость между этими величинами выражается формулой:

$$F_k v = 75 N_{\eta} \eta.$$

Подставляя значение

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n_0}{60} \text{ м/сек},$$

получим:

$$F_k = \frac{75 N_{\eta} \eta}{v} = \frac{75 N_{\eta} \eta 60}{\pi \cdot D \cdot n_0},$$

а так как $M = F_k \frac{D}{2}$, то момент можно выразить через мощность и число оборотов вала:

$$M = \frac{75 \cdot 60 \cdot N_{\eta} \eta}{2 \cdot 3,14 \cdot n_0} = 716,2 \cdot \frac{N_{\eta} \eta}{n_0}.$$

Зная кривую характеристики двигателя мотовоза, мы можем построить кривую крутящего момента по формуле

$$M = 716,2 \cdot \frac{N_{\eta} \eta}{n_0}, \text{ или } M = 716,2 \frac{N_{\eta \phi} \eta_{пер}}{\eta_0}.$$

4. Сила тяги мотовоза по сцеплению колес с рельсами

Какова бы ни была сила тяги мотовоза, она может быть использована только в том случае, если обеспечено сцепление колес мотовоза с рельсами. Сила сцепления движущих колес с рельсами, зависящая от нагрузки, приходящейся на колеса, и от коэффициента сцепления их, может быть выражена формулой:

$$F_{ск} = \psi \cdot P \cdot 1000 \text{ кг.}$$

В этом случае сила сцепления носит название силы тяги мотовоза по сцеплению колес с рельсами. Под коэффициентом сцепления ψ разумеют отношение максимального усилия к вертикальной нагрузке P , приходящейся на ведущие колеса. P —вес в t , приходящийся на движущие оси мотовоза.

Коэффициент сцепления зависит от многих факторов (от скорости движения мотовоза, от конструкции его передаточного механизма, от состояния поверхности рельс) и определяется опытным путем. Учитывая стахановское движение 1935—1936 г. и практику в области паровозной тяги, коэффициент сцепления колес с рельсами для мотовозной тяги можно принимать в тех же пределах, что и для паровозной тяги, а именно:

1) в тяжелых условиях работы (движение по обледенелым грязным рельсам)

$$\text{от } \frac{1}{5,5} \text{ до } \frac{1}{5};$$

2) в нормальных условиях работы (чистые рельсы)

$$\text{от } \frac{1}{5} \text{ до } \frac{1}{4,5};$$

3) при употреблении песка

$$\text{от } \frac{1}{4,5} \text{ до } \frac{1}{4}.$$

Если сила сцепления колес с рельсами будет меньше силы тяги на ободу колес

$$F_k = \frac{270 N_s \eta}{v} > \psi \cdot P \ 1000,$$

то колеса будут буксовать, т. е. вращаться с большей скоростью, чем что необходимо для движения мотовоза.

Буксование вредно отзывается на бандажах колес и на рельсах, изнашивает их и делает выбоины.

Чтобы не было буксования, сила тяги на ободу колес должна быть меньше силы сцепления колес с рельсами:

$$F_k = \frac{270 N_s \eta}{v} \leq \psi \cdot P \ 1000.$$

5. Сила тяги на крюке мотовоза

Сила тяги на крюке представляет собой разность между силой тяги на ободу колес F_k мотовоза и силой тяги, которую мотовоз затрачивает на само перемещение; последняя сила равна полному сопротивлению движения мотовоза. Таким образом сила тяги на крюке может быть выражена формулой:

$$F_{кр} = F_k - P_m W_m \mp i_\phi, \text{ кг},$$

где F_k — сила тяги на ободу колес мотовоза в кг,

P_m — вес мотовоза в т,

W_m — удельное основное сопротивление движению мотовоза кг/т,

i_ϕ — удельное сопротивление движению от уклона и кривых кг/т.

6. Запас силы тяги мотовоза

Запасом силы тяги мотовоза называется разность между максимальной силой тяги на ободу колес и силой тяги по сцеплению колес с рельсами.

$$\frac{270 \cdot N_s \eta}{v} = \psi P_m \ 1000.$$

Использование запаса силы тяги может быть достигнуто путем увеличения или коэффициента сцепления ψ или веса мотовоза P_m .

Коэффициент сцепления может быть временно повышен посыпкой песка по рельсам.

Увеличение веса некоторых конструкций мотовоза достигается специальным домкратом, который при надобности может быть подведен под раму вагона, чем передается часть веса вагона на мотовоз.

Такие приспособления встречаются у мотовозов-локомоторов, предназначенных для маневровой работы; малый собственный вес, а следовательно, и малая сцепная сила тяги в незагруженном

состоянии мотовоза не дают возможности использовать силу тяги его полностью.

Вышеуказанным приспособлением увеличивается сцепная сила тяги и тем самым используется запас этой силы.

Для осуществления движения мотовоза необходимо соблюдение следующих условий:

1) сила тяги на ободе колес должна быть равной или меньше сцепной силы тяги:

$$\frac{270 N_s \eta}{v} \cong \psi P_m \cdot 1000;$$

2) сила тяги мотовоза по его двигателю должна преодолеть сумму всех сопротивлений движению, т. е. должна быть равна или больше суммы всех сопротивлений.

Обозначая сумму всех сопротивлений через ΣW , получаем:

$$\Sigma W \cong \frac{270 N_s \eta}{v} \cong \psi P_m.$$

Чтобы узнать, возможно ли движение данного состава при заданных дорожных условиях и при данной мощности двигателя мотовоза, необходимо знать к. п. д. мотовоза, коэффициент сцепления колес с рельсами и сумму всех сопротивлений движению.

7. Тяговые характеристики мотовоза с гидравлической муфтой „Вулкан Синклер“

При проектировании легких маневровых мотовозов весом 10—12 т расчетная мощность двигателя должна быть равной 50—60 л. с. и достаточной для того, чтобы мотовоз мог вести поезд весом в несколько сот тонн на горизонтальном прямом участке пути при минимальной скорости движения поезда.

Тем не менее, как показывает практика, действительная работа мотовоза с двигателем внутреннего сгорания отличается от той работы, которую можно было бы ожидать, основываясь на теоретических подсчетах. Практическое затруднение у двигателей внутреннего сгорания с механической передачей заключается в получении постепенного и спокойного крутящего момента на ведущих колесах. У обыкновенных типов фрикционных муфт, предназначенных для передачи усилия от вала двигателя в коробке передач и затем к колесам мотовоза, крутящий момент колеблется в больших пределах и зависит от воли машиниста и от его умения обращаться с педалью сцепления.

Чтобы избежать буксования колес или не дать заглухнуть двигателю, от вожатого требуется большой навык в работе, внимательность и тщательность обращения с педалью сцепления муфты. Без соблюдения этих условий работа с тяжелыми составами мотовоза с небольшим двигателем внутреннего сгорания, оборудованного фрикционной муфтой, может вызвать сжигание муфты. Подобные явления наблюдались при испытании мотовоза мощностью в 40 л. с. Калужского завода НКПС на участке Азарово-Калуга протяжением в 7 км, когда мотовоз начинал движение на подъеме

УДДС
(ДИТ)

$i = 0,010$ с двумя вагонами общей прицепной нагрузкой брутто 33,6 *т*. Трогание с места сопровождалось выделением дыма с запахом магерчатой гари из закрытого люка картера коробки скоростей, т. е. было связано с горением и с заменой ферродо на диске сцепления муфты¹. Чтобы избежать порчи фрикционных муфт, практически приходится уменьшать составы поездов.

Подобные же явления наблюдались при тяге тяжелых составов мотовозами и в практике заграничных дорог, как например, в Голландии при работе двух 12-тонных мотовозов мощностью по 53 л. с., сконструированных фирмой Веркспур НВ (Werkspoor N. V.) в Амстердаме и применявшихся для передвижения тяжелых вагонов с отбросами весом в 65 *т* по линии города Гаага с S-образными кривыми радиуса $R = 117,5$ м на подъеме 1:57². Мотовоз на указанной линии мог передвигать только два вагона. На горизонтальном и прямом участке пути движение мотовоза легко происходило с пятью вагонами указанного выше веса. В последнее время инж. Синклером была сконструирована гидравлическая муфта, которую фирма Верксаур стала применять на своих мотовозах вместо фрикционных муфт.

При испытании мотовоза с муфтами Вулкан-Синклер улучшение в работе мотовозов было настолько очевидным, что фирма Векспур стала оборудовать все свои мотовозы этими гидравлическими муфтами. При замене фрикционной муфты муфтой гидравлической мотовоз мог тянуть по вышеуказанному кривому участку пути с подъемом 1:57 не два, а пять вагонов с общим весом в 325 *т*. На горизонтальном и прямом участке пути этот же мотовоз без риска порчи муфты мог передвигать девять груженных и четыре порожних вагонов общим весом в 660 *т*.

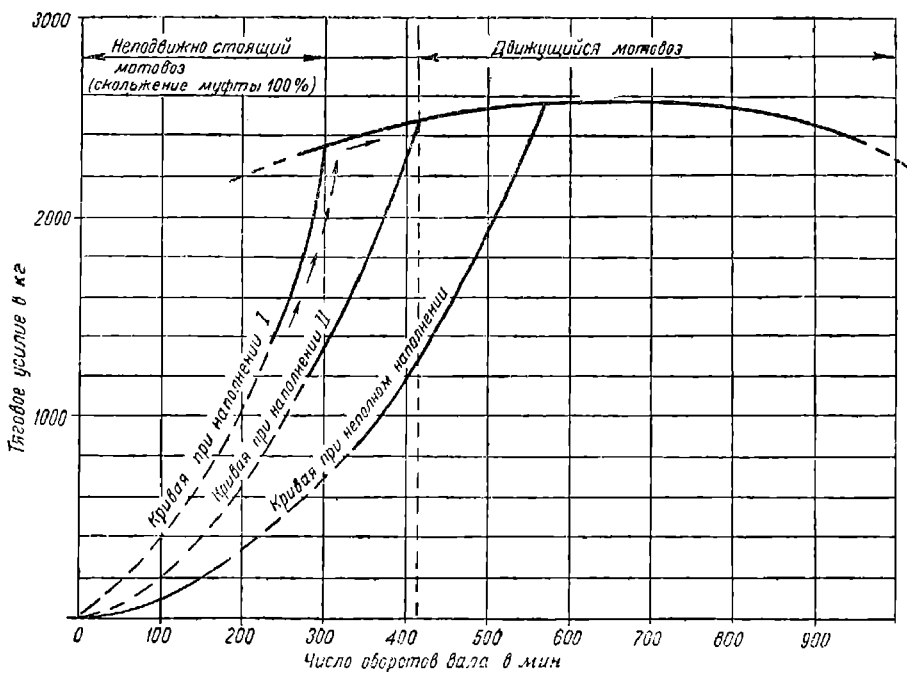
На фиг. 59 представлены пусковые характеристики муфты, из которых видно, как обеспечивается плавность передачи тягового усилия только при помощи открывания и закрывания дроссельной заслонки двигателя (так как педаль сцепления отсутствует). С изменением количества жидкости (нефти), которой наполняется муфта, возможно получить несколько пусковых характеристик муфты.

По оси ординат (фиг. 59) отложены тяговые усилия в кг, по оси абсцисс обороты вала двигателя в мин. Кривая I изображает изменение тягового усилия от изменения числа оборотов вала двигателя при полном наполнении муфты жидкостью (нефтью), а кривые II и III при неполном наполнении. Эти кривые включают потери в передаче, подшипниках и т. д. и указывают, что тяговое усилие увеличивается пропорционально квадрату оборотов двигателя до момента начала движения поезда, т. е. при 100% скольжении муфты. На чертеже указаны моменты начала движения мотовоза. Кривая тягового усилия во время движения поезда имеет ту же форму, что и кривая крутящего момента двигателя. Тепло, образующееся вследствие скольжения муфты во время ускорения поезда, излучается в атмосферу таким же образом, как и у фрик-

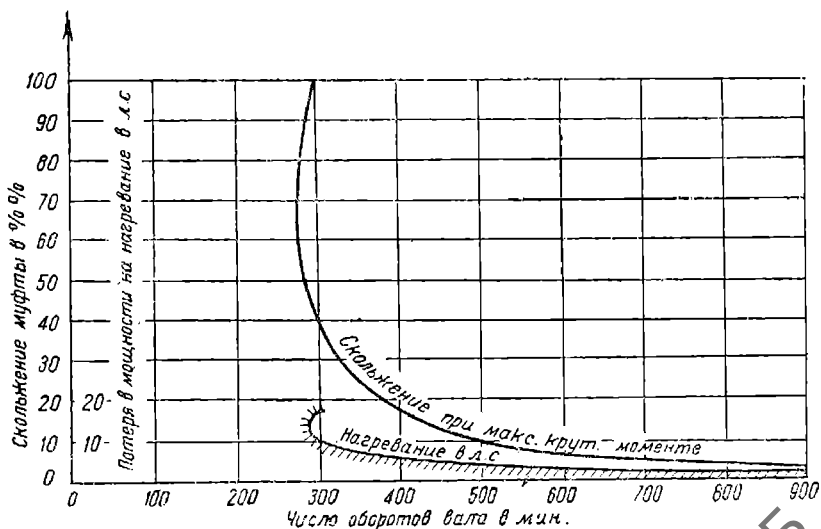
¹ См. журнал „Эксплуатация ж. д.“ № 11—12 за 1932 г. „Применение локомотивов на маневрах и испытание 40-сильного мотовоза на Западной ж. д.“

² См. журнал „Diesel Railway Traction“ 27 января, за 1933 г.

КБ
УДУНТ
(ДИТ)



Фиг. 59.



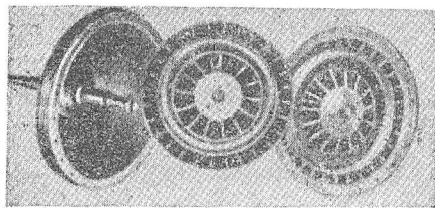
Фиг. 60.

НБ
 УДУНТ
 (ДНТ)

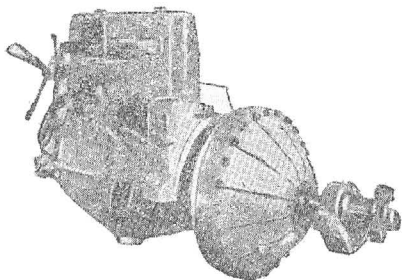
ционных муфт, но в то время, как последняя плохо приспособлена к генерации и быстрой отдаче тепла, гидравлическая муфта Вулкан-Синклер может скользить неограниченно при всяких рабочих условиях, не испытывая при этом вредных последствий.

Вследствие того, что мощность в муфте передается исключительно кинетической энергией нефти, циркулирующей между лопастями муфты, износа элементов в муфте не наблюдается; ограничивающим при этом фактором является температура рабочей жидкости, на что необходимо обратить серьезное внимание. В муфте Вулкан-Синклер заполняющей жидкостью служит нефть, которая при повышении температуры разжижается, от чего текучесть ее увеличивается, а следовательно, улучшается и эффективность передачи муфты.

Во время опытов при усиленной маневровой работе температура нефти в муфте измерялась несколько раз, причем максимальная тем-



Фиг. 61.



Фиг. 62.

пература была зафиксирована в 52—55°. При работе мотовоза в течение получаса при полном открытии дроссельного клапана двигателя и максимальном тяговом усилии, которое измерялось динамометром, температура нефти в муфте не поднималась выше 100°.

Гидравлическая муфта, поставленная на мотовозе, имела такую же инерцию, как маховое колесо, употребляемое в двигателях мотовозов Векспур мощностью в 53 л. с., что позволило убрать маховое колесо без влияния на работу двигателя. Потеря в мощности с употреблением муфты Вулкан-Синклер при полной мощности и полном числе оборотов двигателя равняется 2%, что соответствует рабочей эффективности 98%. При уменьшенном числе оборотов двигателя скольжение увеличивается, а эффективность соответственно уменьшается, однако одновременно с этим уменьшается и мощность двигателя, так что потеря в мощности на образование тепла остается такой же незначительной, как и раньше.

На фиг. 60 приведена характеристика тяговой муфты Вулкан-Синклер при двигателе мощностью в 53 л. с. с 900 об/мин. Кривые нанесены при убывающей скорости и постоянном крутящем моменте в 45,6 кг/м, при этом верхняя кривая дает зависимость скольжения муфты от числа оборотов вала при максимальном крутящем моменте, а нижняя кривая дает потерю мощности в л. с. при различном числе оборотов вала. Из фигуры видно, как процент сколь-

жения и потеря мощности увеличиваются с уменьшением числа обо-

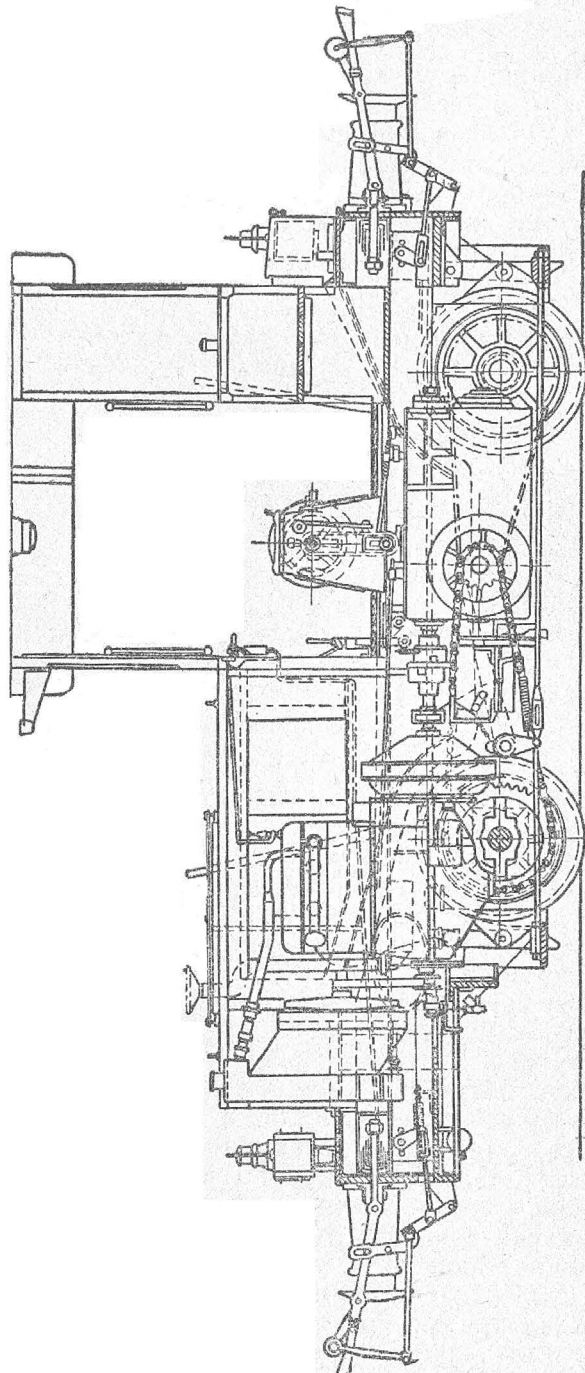
ротов вала двигателя при крутящем моменте с полной нагрузкой. Эта диаграмма указывает на важные свойства муфты, а именно, на невозможность остановки двигателя и на возможность останова приводного вала в то время, когда двигатель продолжает работать со скоростью, равной $\frac{1}{8}$ полного числа оборотов вала.

На фиг. 61 показана разобранная муфта Вулкан-Синклер¹.

На фиг. 62 изображен четырехцилиндровый бензиновый двигатель Кампер мощностью в 53 л. с. с гидравлической тяговой муфтой Вулкан-Синклер.

На фиг. 63 указан продольный разрез мотовоза Веркспур весом 12 т городских ж. д. г. Гаага с мотором Кампер и гидравлической муфтой Вулкан-Синклер. Мотовоз имеет реверсивную коробку с двумя ступенями скоростей — 5 и 10 км/час и цепную передачу. На продольном разрезе фиг. 63 видно положение гидравлической муфты между двигателем и коробкой скоростей.

На фиг. 64 приведены кривые тяговых усилий мотовоза, оборудованного гидравлической муфтой. Кривые

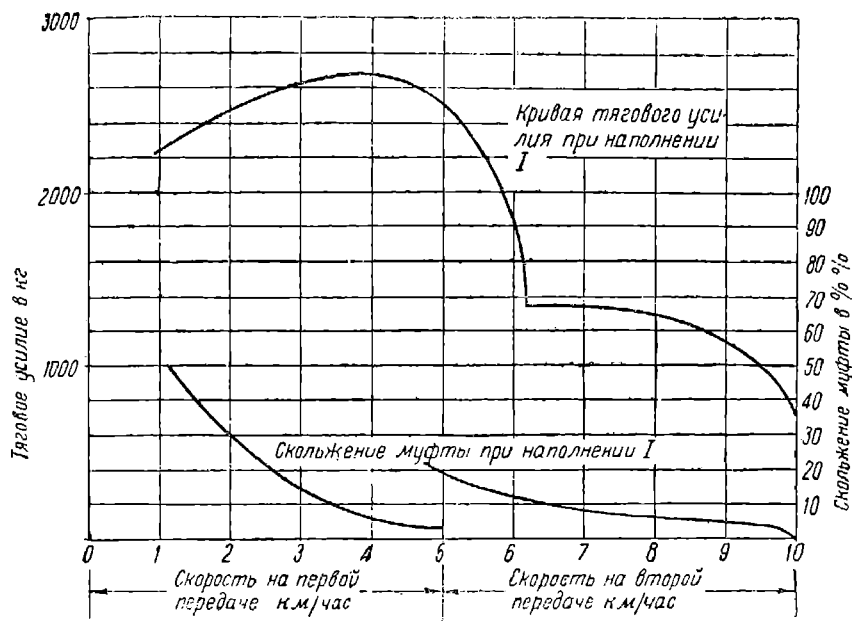


Фиг. 63.

¹ Подробное описание муфты и действия жидкости внутри муфты дано в журнале Railway Gazette, 25/III 1932 г.

УДК 62-74
(ДП)

вые определялись при различных скоростях во время ускорения мотовоза. По оси ординат слева отложены сила тяги мотовоза в кг, и справа процент скольжения муфты, а по абсцисс скорости в км/час. Верхняя кривая дает зависимость тягового усилия от скорости,



Фиг. 64.

а две нижние кривые изображают изменения процента скольжения муфты от скорости мотовоза на первой и второй передачах. Из фигуры видно, как тяговое усилие и процент скольжения муфты уменьшаются с дросселированием двигателя, когда скорости мотовоза увеличиваются.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА ПЯТАЯ

УПРОЩЕННЫЕ ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ ДЛЯ МОТОВОЗОВ

Цель, задачи и точность тяговых расчетов

Преимущества мотовозной тяги сравнительно с другими видами тяги послужили к тому, что ею начинают пользоваться на путях, обслуживающих различные отрасли промышленности. Каждая отрасль промышленности употребляет для устройства своих подъездных путей разные типы рельс с различной шириной колеи и использует для транспортирования своих грузов специальный подвижной состав в зависимости от местных условий работы и требований, предъявляемых к перевозке грузов. Для удовлетворения этих требований приходится выбирать подходящий тип мотовоза с определенной мощностью двигателя, скоростью движения и пр., и решать тяговые задачи, принимая во внимание местные условия работы мотовоза, т. е. учитывать уклоны продольного профиля, радиусы закругления, вес перевозимых грузов, вес составов поездов, скорость движения и пр. Для производства всех этих вычислений необходимо иметь пособия, в которых возможно было бы найти нужный материал и методы расчета. Настоящий труд является одним из таких пособий, содержащим в себе данные для тяговых расчетов при работе мотовозов на промышленных строительных и временных путях.

Значения принятых нами коэффициентов получены частью из опыта дорог СССР, частью заимствованы из практики мотовозостроения и эксплуатации мотовозов на заграничных дорогах, частью выведены теоретическим путем.

При дальнейшем развитии мотовозостроения и при возрастающем применении мотовозной тяги на промпутях имеется в виду поставить специальные опыты и наблюдения над работой мотовозов в условиях СССР, которые дадут возможность проверить значения коэффициентов и уточнить их применительно к потребностям каждого отдельного вида промышленности.

При решении тяговых задач необходимо отыскать величины движущих сил и силы, сопротивляющиеся движению, установить зависимость между силами тяги и силами сопротивления, выразить все действующие силы в функции от скорости движения, что даст возможность решать все эксплуатационные вопросы, т. е. определять силу тяги, мощность двигателя, потребную для того, чтобы заставить поезд двигаться с известной скоростью, преодолевая все

УДК 621.1
(ДПТ)

сопротивления, возникающие при движении, при заданных дорожных условиях и заданной нагрузке.

К основным тяговым задачам относятся также:

1) определение скорости движения и времени хода по перегону, состоящему из ряда отдельных участков с различными сопротивлениями,

2) определение расхода горючего и смазки при работе двигателя,

3) решение тормозных задач.

Зависимость между действующими силами и силами сопротивления, скоростью и ускорением обыкновенно выражается в виде уравнений, формул, графиков и диаграмм, которые дают возможность производить вычисления с точностью, достаточной для практических целей.

Точность тяговых расчетов ограничивается степенью точности данных, которыми приходится пользоваться, причем пределом точности нужно считать погрешность, не превосходящую 1%, поэтому для получения результатов вычисления с точностью, достаточной для практических целей, можно округлять:

1) расстояния для элементов профиля до целых метров или километров с двумя десятичными знаками;

2) уклоны продольного профиля с точностью до тысячных;

3) вес составов поездов — до 1 т;

4) скорости — до 0,5 км/час;

5) поперегонное время — до 0,5 мин.;

6) силы — до 10 кг;

7) удельные силы — до десятых килограмма на тонну;

8) расход горючего — до грамма.

Силы, возникающие при движении

Для приведения состава поезда в движение, для поддержания движения и для увеличения скорости движения к составу поезда должна быть приложена определенная сила тяги. Последняя является результатом работы двигателя и всегда направлена в сторону движения.

Работа двигателя внутреннего сгорания преобразует тепловую энергию в механическую работу, которая передается колесам, заставляя их вращаться.

Между поверхностью катания колес и рельсами получается сила сцепления.

Сила, приложенная к ободу колес, является силой тяги на ободу колес (фиг. 65).

Колеса будут катиться только в том случае, если сила тяги не превысит силы сцепления колес с рельсами; в противном случае колеса мотовоза будут буксовать, т. е. вращаться на месте.

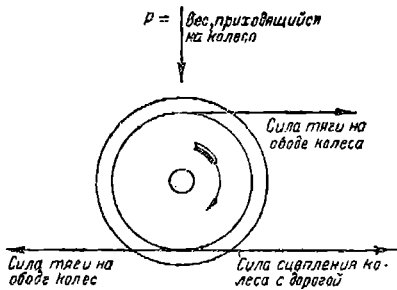
Сила тяги мотовоза с двигателем внутреннего сгорания зависит от конструкции двигателя, от числа его цилиндров, их размера, давления газа на поршень цилиндра, числа оборотов вала, трансмиссии, рода топлива и пр.

Силе тяги противопоставляется сопротивление движению. Последнее представляет собой равнодействующую отдельных сил, возникающих при движении состава, направленную в сторону, обратную движущей силе (фиг. 66).

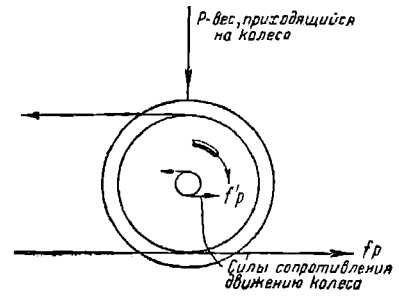
Силы сопротивления зависят от конструктивной особенности ходовых частей подвижного состава, профиля и состояния дороги и других факторов.

Учет влияния этих факторов на величину силы сопротивления и на определение величины равнодействующей сопротивления составляет предмет тяговых расчетов.

Кроме указанных выше сил для уменьшения скорости движения или остановки состава поезда применяют искусственное сопротивление в виде тормозной силы.



Фиг. 65.



Фиг. 66.

При тяговых расчетах величины сил должны быть выражены в килограммах или тоннах, причем за единицу силы принимают силу, равную 1 кг.

Механическая работа выражается величиной произведения силы на длину пути, пройденного под действием этой силы. За единицу работы принимают та работа, которую совершает сила, равная 1 кг при ее перемещении на 1 м. Единица работы называется килограммометром.

Мощностью называется работа, совершаемая в единицу времени, причем за единицу принимают мощность 1 кгм/сек.

В тяговых расчетах мощность двигателей измеряют в лошадиных силах. Одна лошадиная сила равна 75 кгм.

Для решения тяговых задач удобнее иметь значения не полных сил, а величины сил, отнесенные к единице веса или мощности; в этом случае величины носят название удельных. Удельная сила тяги и удельное сопротивление выражаются в виде формул, графиков и диаграмм.

Основное сопротивление движению

При всяком движении поезда возникают силы, сопротивляющиеся движению вследствие трения движущихся частей подвижного состава, сопротивления среды, неровности пути и пр.

Равнодействующая отдельных сил сопротивления, действующая

Удельное сопротивление товарных четырехосных вагонов на тележках (американских) при точных расчетах определяется по формуле Иллинойского института:

$$W_0 = \frac{v+65}{12+0,55q},$$

а при обычных расчетах для груженых вагонов:

$$W_0 = 1,5 + 0,02v$$

и для порожних

$$W_0 = 2,5 + 0,04v.$$

При скоростях, меньших 10 км/час, сопротивление следует считать равным сопротивлению при скорости $v = 10$ км/час.

Удельное сопротивление двух- и трехосных пассажирских вагонов исчисляется при точных расчетах по формуле Надаля:

$$W_0 = 1,6 + 0,027v + 0,0003v^2.$$

Сопротивление пассажирских вагонов на тележках при точных расчетах определяется формулой Ломоносова:

$$W_0 = 1,4 + 0,02v + 0,002v^2.$$

Для обычных расчетов удельное сопротивление всякого рода поездов, кроме составленных из пассажирских тележечных вагонов, включая и сопротивление локомотива как экипажа, определяют по формуле Балвина:

$$W_0 = 1,5 + \frac{v}{20}.$$

2. Удельное сопротивление вагонов для узкоколейных дорог

Основное сопротивление движению на узкоколейных внутри-заводских, промышленных, строительных и временных путях недостаточно изучено.

Удельное сопротивление вагонов для узкоколейных дорог общего пользования определяется в Германии по формулам Гармана, приведенным в табл. 66.

ТАБЛИЦА 66

Ширина колеи мм	Формулы Гармана		Величина удельного сопротивления (в кг)					
	для паровозов при $n = 3$ спаренным осям	для вагонов	для паровозов			для вагонов		
			$v = 10$ км/час	$v = 20$ км/час	$v = 30$ км/час	$v = 10$ км/час	$v = 20$ км/час	$v = 30$ км/час
1435	$4\sqrt{n} + 0,0020 v^2$	$1,5 + 0,0010 v^2$	7,02	7,72	8,72	1,60	1,90	2,40
1000	$4\sqrt{n} + 0,0025 v^2$	$1,7 + 0,0013 v^2$	7,18	7,93	9,17	1,83	2,22	2,87
750	$4\sqrt{n} + 0,0030 v^2$	$2,0 + 0,0015 v^2$	7,22	8,12	9,62	2,15	2,60	3,35
600	$4\sqrt{n} + 0,0035 v^2$	$2,2 + 0,0017 v^2$	7,27	8,32	10,07	2,37	2,98	3,73

Во Франции исчисление ведется по формуле Дедуи для паровозов с тендером

$$W_a = 3 + 0,17 v,$$

для вагонов

$$W_b = 1,5 + 90\,007 v^2.$$

Для приблизительных расчетов проф. Бирк считает возможным основное сопротивление движению для всякой узкоколейной дороги при скорости 20—30 км/час принимать:

для паровозов — 10 кг/т,

„ вагонов — 4 „

а при больших скоростях

для паровозов — 12 кг/т,

„ вагонов — 5 „ .

Зависимость удельного сопротивления движению (для товарных поездов с четырехосными вагонами) от нагрузки на ось определяется по формуле Стюенсона, выведенной им на основании опытов, произведенных на Северо- и Южноамериканских ж. д. с тяжелыми товарными поездами

$$W_0 = 0,4 + \frac{84}{4 + P_2},$$

где P_2 — давление в т на две оси поворотной тележки вагона.

Формулы Гармана и Дедуи дают слишком малые значения и слишком большую зависимость от скорости движения и не учитывают влияния нагрузки на ось, размер которой имеет большее значение, чем ширина колеи.

Формула Стюенсона, выведенная для тяжелых составов и для малых нагрузок, дает слишком большие значения.

Энгельгард предлагает следующие величины основного сопротивления движению вагонов:

- | | |
|---|-----------------------------------|
| 1) сильное верхнее строение при ширине колеи 1000 мм с тяжелыми составами | } такое же, как для широкой колеи |
| 2) на путях второстепенного значения при скорости до 25—30 км/час | } 4 кг/т |
| 3) на путях легкого типа при скорости движения до 15 км/час | } от 4 до 15 кг/т |
| при пути плохого качества и при хорошем надзоре за путем | } „ 4 5 |
| при среднем условии | } „ 6 „ 8 |
| при неблагоприятных условиях | } „ 9 12 |
| для особо неблагоприятных условий (очень плохой путь при примитивных подшипниках) | } „ 12 15 |

Данные относятся к обыкновенным подшипникам; при шариковых или роликовых подшипниках сопротивление уменьшается:

при роликовых на 60%,
шариковых 75%.

Для колеи 750 мм полевых и военных дорог рекомендуется принимать:

Для тендеров и тяжелых вагонов	5—7 кг/т
„ легких вагонеток с примитивными под- шипниками	10—12

Содержание и ремонт внутривозовских промышленных, строительных и временных путей во многом отличается от содержания и ремонта путей общего пользования. Просадки, менее тщательная рехтовка, загрязнение путей повышают сопротивление движению, к тому же ведут и неудовлетворительное содержание ходовых частей вагонов и недостаточная смазка их.

Желательно иметь более точные данные об удельных сопротивлениях на вышеуказанных путях, которые могут быть определены только опытным путем.

Если мы обратимся к заграничным источникам, то найдем следующие данные.

Фирма „Оренштейн и Коппель“ (Берлин) для определения веса поезда на узкоколейных путях с шириной колеи от 500 до 672 мм принимает сопротивление при трогании с места 10 кг на каждую тонну веса поезда. Сопротивление движению для ширины колеи в 1524 мм та же фирма считает 6 кг/т, а при малой скорости на подъемах до 0,0125 она прибавляет кроме того еще и сопротивление при трогании с места 2 кг/т. Фирма Даймлер (Австрия) сопротивление движению на узкоколейных промышленных путях с шириной колеи от 500 до 760 мм принимает от 8 до 10 кг/т и для колеи от 1,000 до 1,675 мм — 8 кг/т, для колеи в 1435 мм на маневровых путях — 7 кг/т.

Фирма Бруквиль сопротивление движению вагонов на промышленных путях принимает 5 кг/т для хорошего пути и хороших ходовых частей вагонов с шариковыми подшипниками; при плохом же состоянии пути и при удовлетворительном состоянии ходовых частей вагонов — до 20 кг/т. Фирма рекомендует для грузовых вагонов обычного типа при хорошем состоянии пути принимать сопротивление не менее 10 кг/т, а для мелких промышленных вагонов 15 кг/т, т. е. в среднем сопротивление движению вагонов необходимо принимать 7,5 кг/т.

Фирма Виктомб при определении веса состава поезда принимает сопротивление вагонов в пределах от 3,25 до 20 кг/т.

При испытании 150-сильного мотовоза ж. д. компанией в Марокко при ширине колеи в 600 мм сопротивление движению поезда определилось в 7 кг/т.

Фирма Фюрт Штольберг Хютте при определении веса поезда при маневрировании на подъездных и фабрично-заводских путях как на узкоколейных, так и нормальных с шириной колеи 1435 мм принимает 4 кг/т.

Фирма Дейтц при работах сортировочного мотовоза считает сопротивление поезда широкой колеи 1435—1524 и 1675 мм в 6 кг/т.

Фирма Плимут принимает сопротивление движению поезда при очень хорошем состоянии вагонов и пути на его прямых

участках — 5 кг/т, а с хорошими вагонами при хорошем пути на прямом участке — 7,5 кг/т. При удовлетворительном качестве ходовых частей вагона и удовлетворительном пути с легкими кривыми — 10 кг; при неудовлетворительном пути на кривых участках дороги 15 кг; при очень плохом состоянии ходовых частей вагона и плохом пути на кривых — 20 кг.

Ниже все эти данные сведены в табл. 67.

ТАБЛИЦА 67

Название фирмы	Ширина колеи в мм	Наименование и качество пути и подвижного состава	Удельное сопротивление в кг/т
Оренштейн и Коппель (Беглин)	500—760	Промышленные, строительные и временные пути	10
Оренштейн и Коппель (Берлин)	1 524	Маневровые пути	6
Даймлер (Австрия)	500—760	Полевые пути	8—10
Бруквиль (Америка) САСШ	1 000—1 675 разная	Маневровые пути Промышленные пути в хорошем состоянии; вагоны с шариковыми подшипниками	7—8
Бруквиль (Америка) САСШ		При грузовых вагонах обычного типа	5 10
Бруквиль (Америка) САСШ		При грузовых мелких промышленных вагонах	15
Бруквиль (Америка) САСШ		При плохом состоянии пути и вагонов	20
Виткомб		Для разного рода путей	3,25—20
Фюрт Штольберг Хютте	500—1 435	Подъездные и заводские пути	6
Дейц	1 435—1 524	Маневровые пути	5
Плимут (САСШ)	разная	С очень хорошими вагонами и путем на прямых С хорошими вагонами и путем на прямых участках пути. При удовлетворительном состоянии пути и вагонов с легкими кривыми При неудовлетворительных вагонах и пути с кривыми участками пути При очень плохих вагонах и плохом пути с кривыми участками пути	7,5 10 15 20

Из сопоставления данных таблицы можно вывести заключение, что при определении веса состава поезда удельное сопротивление движению на прямом горизонтальном участке промышленных строительных и временных путей надлежит выбирать применительно к местным условиям работы мотовоза:

для ширины колеи	600 мм	от 5 до 15 кг	в среднем	10 кг
"	750	" 5 "	" 10 "	7,5 "
"	1 000	" 5 "	" 8 "	6,5 "
"	1 524	" 4 "	" 6 "	5 "

УДМУТ
(ДМУТ)
157

В 1935—36 г. бригадой ВНИИПТ были произведены опыты по определению сопротивления вагонов колеи 750 мм. Опытные поездки производились на участке пути Шатурского торфотреста:

1) с 4-осными полувагонами и платформами грузоподъемностью 8,2 т тарой полувагона 4 т и платформы 3,18 т. Общая длина с буферами полувагона и платформы 6840 мм, без буферов 6100 мм; ширина вагонов 2000 мм; база полувагона 4700 мм и платформы 4400 мм; жесткая база полувагона 3600 мм и платформы 3500 мм; база тележки полувагона 1100 мм и платформы 900 мм; диаметр колес вагонов 500 мм; длины шеек осей 120 мм, диаметры шеек 65 мм и осей 90 мм; длины подшипников 118 мм, высота от буфера вагонов от головки рельса 620 мм.

2) с 2-осными хопперами конструкции Вьюгина на подшипниках скольжения и роликовых подшипниках грузоподъемностью 1,8 т, тарой 1,376 т. Общая длина хоппера с буферами 3550 мм, без буферов 3300 мм; ширина хоппера 1800 мм; база 1050 мм; диаметр колес 400 мм; длина шейки оси 110 мм и ее диаметр 55 мм при подшипниках трения, а при роликовых подшипниках длина 40 мм и диаметр 50 мм. Высота оси буфера от головки рельса 430 мм.

Сопротивление движению на горизонтальном прямом участке пути изменяется по нижеприведенным формулам:

Для 4-осных груженых полувагонов:

$$\omega_0' = 1,911 + 0,0855 v + 0,00248 v^2$$

v	км/ч	5	10	15	20	25	30
ω_0'	кг/т	2,40	3,00	3,75	4,61	5,60	6,71

Для 4-осных полувагонов порожних:

$$\omega_0'' = 1,231 + 0,195 v + 0,00375 v^2$$

v	км/ч	5	10	15	20	25	30
ω_0''	кг/т	2,30	3,56	5,00	6,63	8,25	10,45

Для 2-осных Вьюгинских хопперов груженых:

$$\omega_0''' = 3,308 + 0,128 v + 0,0021 v^2$$

v	км/ч	5	10	15	20	25	30
ω_0'''	кг/т	4,00	4,80	5,70	6,71	7,82	9,04

Для 2-осных Вьюгинских хопперов порожних:

$$\omega_0'''' = 2,606 + 0,2 v + 0,00375 v^2$$

НБ
УДУНТ
(ДИПТ)

v	км/ч	5	10	15	20	25	30
w_0'''	кг/т	3,70	4,98	6,45	8,11	9,95	11,98

Для 2-осных Вьюгинских хопперов на роликовых подшипниках сопротивление движению уменьшается на 1,5—2,5 кг/т.

3. Удельное сопротивление мотовозов

Следует различать удельное сопротивление мотовоза как экипажа (без сопротивления двигателя и передач с выключенным двигателем) и сопротивление с включенным двигателем. Эти величины удельного сопротивления должны даваться в паспортных книжках мотовозов определенные опытным путем.

По произведенным опытам НКПС на ст. Калуга (см. журнал Эксплуатация ж. д., 1932 г., № 11—12) удельное сопротивление мотовоза Калужского завода, как повозки, было определено в 15 кг/т.

Для приблизительных расчетов сопротивление движению принимается в средних условиях от 10 до 12 кг/т.

4. Сопротивление движению целых поездов

Для приблизительных подсчетов основное сопротивление движению принимается по тем же нормам, что и для вагонов.

При точных подсчетах необходимо сопротивление движению определять отдельно для паровозов и для вагонов каждого данного типа.

Дополнительное сопротивление

Кроме основного сопротивления поезд при своем движении испытывает еще следующие дополнительные сопротивления:

- 1) сопротивление движению от подъема;
- 2) " " спуска;
- 3) " " кривизны участков пути;
- 4) ветра;
- 5) " при трогании с места и ускорении движения.

Рассмотрим эти виды сопротивления в отдельности.

1. Сопротивление от подъема и спуска

При движении поезда на подъем или при спуске под влиянием силы тяжести получается дополнительная сила, направленная при подъеме в сторону, противоположную движению, и при спуске в сторону движения.

Разлагая вес вагона P по двум направлениям — перпендикулярно и параллельно подъему или спуску, получим две составляющие силы P_1 и P_2 (фиг. (67), из которых

$$P_1 = P \sin \alpha; P_2 = P \cos \alpha.$$

НЕ
УДУНТ
(ДУНТ)
159

Отсюда дополнительное сопротивление будет равно:

$$W_1 = P \sin \alpha.$$

При малых углах $\sin \alpha$ возможно приравнять $\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{l_1} = 0,001 i$ уклону данного подъема в тысячных долях, или $i = 1000 \frac{h}{l_1}$.

Таким образом сопротивление от уклона будет:

$$W_1 = P \cdot i,$$

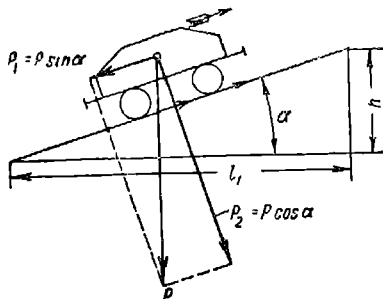
а удельное сопротивление:

$$W_1 = i.$$

2. Сопротивление от кривых участков пути

При прохождении поезда по кривым участкам пути получается дополнительное сопротивление от трения гребней колес и бандажей о рельсы вследствие конструктивной особенности рельсовых осей, жестко связанных между собой.

Для облегчения прохождения подвижного состава по кривой рельсовой колее принимаются различные меры, как то: серезки у рессор, коничность бандажей, разбег в буксе, уширение пути и пр.; сопротивление при прохождении подвижного состава по кривым зависит от радиуса кривой, длины кривой, длины базы подвижного состава, ширины колеи и уширения. Для подвижного состава дорог СССР при ширине колеи в 1524 мм удельное сопротивление от кривой предлагается принимать по формуле:



Фиг. 67.

$$\frac{12\alpha}{L},$$

где α — общее число градусов центральных углов всех кривых, расположенных в пределах длины L , а L — длина элемента профиля. Приведенная формула соответствует формуле

$$\frac{700}{R},$$

где R — радиус в м.

Для промышленных ж.-д. ветвей при ширине колеи в 1,524 мм и при скорости движения до 30 км/час сопротивление от кривых предлагается исчислять по формуле (по Т. У. ВСНХ, изд. 1928 г.)

$$\frac{13\alpha}{L}$$

или

$$\frac{750}{R}.$$

По той же формуле (по Т. У. ИННОРС ВСНХ Союзстрой СССР, изд. 1932 г.) исчисляется и сопротивление для внутризаводских ж.-д. путей с шириной колеи в 1524 мм.

УДК 62-50
(ДНТ)

Для промышленных путей с шириной колеи 1000 мм (по Т. У. (ИННОРС) ВСНХ СОЮЗСТРОЙ СССР изд. 1932 г.) удельное сопротивление в кривой определяется выражением:

$$\frac{9\alpha}{L}$$

или

$$\frac{525}{R}$$

Для ширины колеи в 750 мм (по техн. усл. (ИННОРС) ВСНХ изд. 1931 г.) сопротивление в кривой определяется по формуле:

$$\frac{7,5\alpha}{Z}$$

или

$$\frac{425}{R}$$

Влияние величины базы учитывается по формуле Франка для пассажирских вагонов:

$$W_n = \frac{d}{R} \left(180 - \frac{1000d}{R} \right) \text{ кг/м},$$

где d — база вагона в м для тележечных вагонов, а для товарных вагонов:

$$W_m = \frac{d}{R} \left(180 - \frac{2000d}{R} \right) \text{ кг/м},$$

где d — база.

3. Сопротивление ветра

Сопротивление ветра зависит от скорости движения ветра и изменяется пропорционально квадрату скорости площади поперечного сечения вагонов и их обтекаемости.

При боковом ветре кроме того увеличивается трение между бандажами колес и рельсами вследствие прижимания колес к одному рельсу.

По опытам проф. Ю. В. Ломоносова дополнительное удельное сопротивление от ветра для колеи в 1524 мм может возрасти на 2—3 кг/м, а для дорог, проходящих по степным местностям, на 5 кг/м.

4. Сопротивление при трогании с места

При трогании с места появляется дополнительное сопротивление, вызываемое инерцией массы поезда, трением в осевых шейках вследствие застывания смазки и вдавливанием колес в рельсы.

В нормальных условиях при трогании поезда с места добавочное сопротивление может достигнуть величины от 3 до 4 кг/м.

Впредь до установления путем опыта более точной зависимости дополнительного сопротивления при трогании состава с места от длины поезда, по Т. У. предлагается это дополнительное сопротивление $W_{тр}$ принимать:

а) при продолжительности стоянки поезда не свыше $1/4$ часа и при средней температуре наиболее холодного месяца не ниже 10° .

$$W_{mp} = 3 \text{ кг/т};$$

б) при более низких средних температурах W_{mp} увеличивается по $1/2$ кг/т на каждые 5° ;

в) при увеличении продолжительности стоянки поезда до $1/2$ часа W_{mp} увеличивается:

на 0,4 кг/т	при $t^\circ = 15^\circ$
" 0,5 "	" $t^\circ = 20^\circ$
" 0,6 "	" $t^\circ = 25^\circ$
" 0,7 "	" $t^\circ = 30^\circ$
" 0,8 "	" $t^\circ = 35^\circ$

г) во всяком случае сопротивление W_{mp} (при трогании) с места принимается не менее чем $1/4 i_p$, где i_p — руководящий уклон.

Примечание. Время стоянки поезда на путях с крутыми уклонами нормально должно приниматься не свыше $1/4$ часа.

Общая формула сопротивления

Общее сопротивление движению моторного вагона и вагонов может быть выражено формулой вида:

$$\sum W = (W_1 + W_r \pm i) P + (W_2 + W_r \pm i) Q,$$

где W_1 — (удельное сопротивление моторного вагона) равно $A' + B'v + C'v^2$;

W_2 — (удельное сопротивление вагонов) равно $A'' + B''v + C''v^2$;

W_2 — удельное сопротивление от кривых;

i — удельное сопротивление от уклонов.

ТАБЛИЦА 68

№ по порядку	Тип вагона для широкой колеи 1524 мм	Тара в т	Подъемная сила в т
1	Товарный, крытый, двухосный, тормозной	8,0	16,5
	нетормозной	7,0	16,5
2	Товарный, усиленный, двухосный	9,3	20,0
3	Товарный, крытый, четырехосный старого типа	21,3	40,0
	нового типа	21,6	50,0
4	Товарный полувагон четырехосный	23,3	50,0
5	Платформа двухосная нетормозная	6,8	16,5
	тормозная	7,8	16,5
6	Платформа четырехосная	18,4	45,4
7	Цистерна двухосная нетормозная	7,55	14,0
	тормозная	8,13	14,0
8	" четырехосная старого типа нетормозная	13,6	27,1
	тормозная	14,6	27,1
9	Цистерна нового типа четырехосная	24,0	48,0
10	Изотермический вагон четырехосный	36,0	24,0
11	Изотермический вагон двухосный нетормозной	13,0	12,3
	тормозной	14,4	12,3
12	Пассажирский двухосный 14 м пригородного сообщения	20,45	4,75
13	Пассажирский трехосный 14 м местного сообщения	24,6	3,6
14	Пассажирский четырехосный жесткий 18 м	38,5	4,9
15	" " " 20,2 м	43,5	5,4

Сопrotивление движению, так же как и сила тяги зависит от скорости движения V . Зависимость эта может быть изображена кривыми.

Для построения их формулу полного сопротивления приводят к следующему виду:

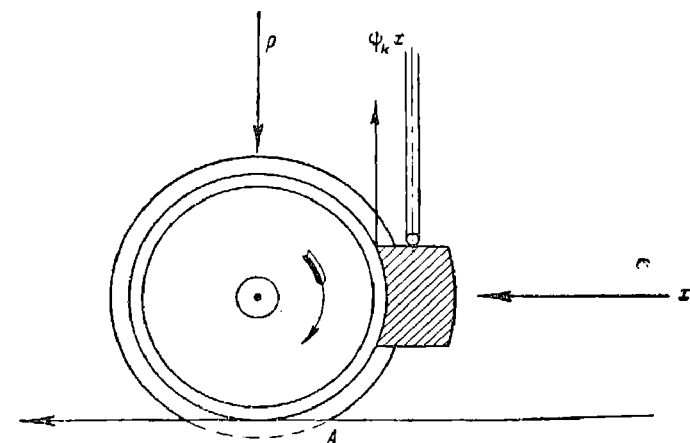
$$\begin{aligned} \sum W = & (A' + B'V + C'V^2)P + (A'' + B''V + C''V^2)Q + (W_2 \pm i)P + \\ & + (W_2 \pm i)Q = (A'P + A''Q) + (B'P + B''Q)V + (C'P + C''Q)V^2 + \\ & + (W_r \pm i)(P + Q) = A_0 + B_0V + C_0V^2 + i_0(P + Q). \end{aligned}$$

В этой формуле $A_0 + B_0V + C_0V^2$ представляет основное сопротивление поезда по прямому горизонтальному участку пути.

Беря прямоугольную систему координат (см. фиг. 74), строят кривую по формуле $A_0 + B_0V - C_0V^2 = W_0$, откладывая по абсциссам скорости V км/час,

а по ординатам сопротивления W_0 кг. Кривая эта будет парабола, изображающая закон изменения основного сопротивления в зависимости от скорости движения состава поезда по прямому участку пути.

Прибавляя к ординатам данной кривой сопротивления от различных приведенных подъемов $+i_0$ и спусков $-i_0$, можем полу-



Фиг. 68.

чить ряд кривых, параллельных данной кривой ab . Ординаты этих кривых будут отличаться от основной кривой ab на величины $\pm i_0(P + Q)$. Построенные кривые для различных подъемов и спусков дадут возможность решать тяговые задачи, решение которых аналитическим путем представляло бы большие затруднения.

Торможение

Тормозные силы в поезде можно рассматривать как искусственное сопротивление, вызываемое по мере надобности, в виде сил трения между колодками и колесами.

Если сила нажатия колодки на колесо x , то между колодкой и колесом возникает сила трения $\psi_\kappa x$, где ψ_κ есть коэффициент трения между колодкой и колесом. Эта сила дает момент $\psi_\kappa x r$, где r — радиус колеса. Сила трения $\psi_\kappa x$ есть внутренняя сила по отношению к поезду и непосредственно не может вызвать торможения. Для торможения поезда необходима внешняя сила, каковой является сила AC , появляющаяся в точке A между колесом и

рельсом (фиг. 68). Эта сила AC есть ни что иное, как реакция в точке опоры колеса, равная силе трения $\psi_k x$ и направленная в противоположную сторону.

Значение тормозной силы, кроме указанных x и ψ_k , зависит еще от расположения колодки и динамических сил. Влияние последних двух факторов на силу торможения невелико, поэтому обычно им пренебрегают и при расчетах принимают, что тормозная сила равна произведению силы нажатия колодки на коэффициент трения $\psi_k x$.

1. Коэффициент трения между тормозными колодками и колесом

Величина силы нажатия на колесо определяется значением коэффициента трения ψ_k . Этот коэффициент изменяется в зависимости от условий погоды, температуры воздуха и колодок, продолжительности нажатия колодок, влажности поверхности колодок и пр., но больше всего от скорости движения колеса. С ее увеличением ψ_k уменьшается, вследствие чего тормозное усилие ослабляется; это обстоятельство имеет особо важное значение, так как ослабление тормозного усилия происходит в тот момент, когда от тормозов требуется наибольшее усилие. Зависимость ψ_k от скорости движения изучена полно, от других же факторов недостаточно, поэтому значение ψ_k принимается зависящим только от скорости движения. Проф. Ломоносов предлагает следующую формулу для определения коэффициента ψ_k при неблагоприятных условиях погоды.

$$\psi_k = 0,20 - 0,0015 v.$$

В октябре 1929 г. НКПС были организованы опыты по проверке коэффициента ψ_k при ручных тормозах. В результате этих опытов было предложено дорогам пользоваться для определения ψ_k формулой следующего вида:

$$\psi_k = 0,24 - 0,0018 v$$

Значения ψ_k в зависимости от скорости движения по формуле проф. Ломоносова и НКПС приведены в табл. 69.

ТАБЛИЦА 69

Формула	Значения ψ_k при скоростях в км/час					
	5	10	15	20	25	30
Ломоносова .	0,193	0,185	0,178	0,170	0,163	0,155
НКПС .	0,231	0,222	0,213	0,204	0,195	0,186

Эти данные позволяют считать, что формула Ломоносова дает преуменьшенное значение для ψ_k , и этой формулой следует пользоваться при исключительно неблагоприятных условиях, как

например, на затяжных уклонах, свыше 15%, где можно ожидать сильного нагревания колодок, вследствие чего коэффициент ψ_k уменьшается.

2. Сила нажатия тормозных колодок

Тормозная сила $\psi_k x$ увеличивается пропорционально силе нажатия x колодки на колесо. Увеличение может продолжаться до известного предела; тормозная сила не должна превращать силы трения между колесами и рельсом, в противном случае колесо заклинивается колодками, перестает вращаться и начинает скользить по рельсу, чем тормозное усилие уменьшается, что вредно отзывается на бандажах колес и на рельсах, на которых появляются выбоины. Поэтому основное условие при торможении следующее:

$$\psi_k x \leq f q,$$

или

$$\frac{f}{\psi_k} = \frac{x}{q}.$$

В этих формулах q — нагрузка на колесо, а f — коэффициент трения при скольжении между колесом и рельсом.

Отношение $\frac{x}{q}$ носит название коэффициента нажатия колодок и обозначается буквой δ

$$\delta = \frac{f}{\psi_k} = \frac{x}{q}.$$

Значение коэффициента нажатия зависит от всех тех факторов, которые оказывают влияние на коэффициенты трения f и ψ_k , т. е. от скорости движения, состояния погоды, поверхности рельса, колодок и бандажей.

В зависимости от этих факторов значение δ колеблется в широких пределах от 0,5 до 2.

При подсыпке песка на рельсы, коэффициент f , по мнению проф. Ломоносова, возможно довести до значения, равного 0,25.

Значение коэффициента ψ_k по данным Галанта равно 0,3; отсюда значение коэффициента нажатия тормозных колодок равно:

$$\delta = \frac{f}{\psi_k} = \frac{0,25}{0,03} = 0,83.$$

При этих условиях наибольшее значение силы нажатия колодок не должно превышать 83% веса вагонов.

Соотношение $\frac{x}{q} = 0,83$ показывает, что при больших значениях q веса состава, например при тяжелых груженых товарных вагонах, можно не опасаться заклинивания колес и допускать большие значения для δ , что позволяет уменьшить количество тормозных вагонов в поезде. Обычно при расчетах требуемого числа тормозов принимают наименьшее значение δ .

Значение коэффициента нажатия $\delta = \frac{x}{q}$ обычно определяется по отношению к порожнему вагону. Ниже в табл. 70 даны значения δ для разных типов вагонов и тормозов.

УДК 62-50
(ДНТ)

и через $\vartheta = (\vartheta_s + \vartheta_m)$ тормозной коэффициент всего поезда, получим окончательное выражение для удельного тормозного сопротивления поезда:

$$b = 1000 \psi_k (\vartheta_s + \vartheta_m) = 1000 \psi_k \vartheta.$$

Выражение для тормозного коэффициента можно рассматривать как произведение двух множителей

$$\vartheta = \frac{\sum \Pi \delta}{q_m + \sum q_s} = \frac{\sum \Pi}{q_m + \sum q_s} \cdot \delta$$

Первый множитель $\frac{\sum \Pi}{q_m + \sum q_s}$ есть величина постоянная для данного поезда и выражает отношение части веса поезда, приходящегося на тормозные оси, ко всему весу поезда, второй член δ — коэффициент нажатия тормозных колодок есть величина переменная, изменяющаяся во время движения поезда от минимальных до максимальных значений по мере надобности. Максимальное значение δ приобретает при необходимости остановить поезд в кратчайший срок на определенном расстоянии.

При движении поезда в заторможенном состоянии на него, кроме тормозных сил, действуют еще основное и дополнительное сопротивления двигателя и передач.

При решении тяговых задач мы не будем принимать в расчет возможное торможение мотовоза при невыключенной передаче, относя эту силу в резерв тормозных средств, подобно тому как не учитывается на паровозе контрпар при тормозных расчетах. Равным образом оставим без учета сопротивление воздуха, так как оно очень мало при малых скоростях.

Тогда общее выражение удельного тормозного сопротивления примет следующий вид:

$$b' = W_0 + 1000 \psi_k \vartheta \pm i; \quad b' = W_0 + b \pm i.$$

Уравнение движения поезда

Во время движения состава сила тяги мотовоза и сопротивление движению не остаются величинами постоянными. Движение может быть равномерным только при известных условиях, например, в конце длинного участка с постоянным уклоном i и постоянным сопротивлением. Поэтому при исследовании движения приходится иметь дело с ускорением движения.

По основному принципу динамики изменения живой силы движущего тела на протяжении бесконечно-малого пути ds равно алгебраической сумме работ сил движущих и сопротивляющихся движению. Пользуясь этим принципом, мы можем установить зависимость между силами тяги, силами сопротивления, скоростью движения и ускорением следующим образом.

Обозначим:

T — касательные силы, приводящие мотовоз в движение, приложенные к ободу колес;

W — силы сопротивления движению;

P_1 — реакции между отдельными частями двигателя;

P_2 — скатами и полотном дороги.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Элементарное перемещение колес и центра тяжести мотовоза будет:

$$ds = r\alpha,$$

где r — радиус колес, α — угловое перемещение.

Элементарная работа будет:

$$(\Sigma T - \Sigma W) ds.$$

Элементарная работа сил P_1 и P_2 равна нулю, потому что каждой реакции P_1 и P_2 соответствуют реакции $-P_1$ и P_2 , а также потому, что эти силы приложены в мгновенном центре, и их перемещения равны нулю.

Для составления уравнения движения определяют живую силу движущегося состава и приращение живых сил, приравнявая это приращение элементарной работе.

Живая сила движущегося состава равна:

$$\frac{\Sigma m_1 v^2}{2} + \frac{\Sigma m_2 v^2}{2} + \Sigma \frac{J \cdot v^2}{r^2},$$

где Σm_1 — масса кузовов,

Σm_2 — масса вращающихся колес,

J — полярный момент инерции,

$\frac{v}{r} = \omega$ — угловая скорость колес,

v — линейная скорость.

Таким образом живая сила всей движущейся машины будет

$$\frac{v^2}{2} \left(\Sigma m_1 + \Sigma m_2 + \Sigma \frac{J}{r^2} \right).$$

Обозначая через M массу всего состава, включая и колеса, и заменяя $M = \frac{P}{g}$,

где P — вес в кг всего состава,

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/сек, получим:

$$\Sigma m_1 + \Sigma m_2 = M = \frac{P}{g}, \quad \Sigma \frac{J}{r^2} = \xi M.$$

Коэффициент ξ изменяется в пределах от 4 до 12%. Подставляя указанные величины в выражение $\frac{v^2}{2} \left(\Sigma m_1 + \Sigma m_2 + \Sigma \frac{J}{r^2} \right)$, получим приращение сил инерции при изменении скорости движения от v_1 до v_2 :

$$\begin{aligned} & \frac{v_2^2}{2} (M + \xi M) - \frac{v_1^2}{2} (M + \xi M) = \\ & = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} (M + \xi M) = \frac{(v_2 + v_1)(v_2 - v_1)(M + \xi M)}{2}. \end{aligned}$$

При бесконечно малом приращении скорости $(v_2 - v_1) = 0$ и $(v_2 + v_1) = 2v$ получим приращение живой силы

$$v \cdot dv (M + \xi M).$$

КБ
УДУНТ
(ДУИТ)
189

Приравнявая это приращение элементарной работе $(\sum T - \sum W) ds$ и заменяя $v = \frac{ds}{dt}$, получаем уравнение движения в виде:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\sum T - \sum W}{M + \xi M}$$

или

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \frac{\sum T - \sum W}{\frac{P}{g} - \xi \frac{P}{g}} = \frac{g}{1 + \xi} \cdot \frac{\sum T - \sum W}{P} = \\ &= \frac{g}{1 + \xi} \cdot \frac{\sum F - \sum W}{P \cdot 1000 \text{ м}}. \end{aligned}$$

Обозначим:

$$\gamma = \frac{g}{(1 + \xi) \cdot 1000}$$

$f = \frac{\sum F}{P + Q}$ сила тяги, отнесенная к 1 т веса состава.

$w = \frac{\sum W}{P + Q}$ сопротивление, отнесенное к 1 т веса состава.

Если v измеряется в км/час, а сила $F =$ в кг, то

$$g = 9,81 \text{ м/сек}^2 = \frac{9,81 \cdot 3600^2}{1000^3} \text{ км/час}^2,$$

$$\gamma = \frac{9,81 \cdot 3600^2}{1000^3 (1 + \xi)} = \frac{127}{1 + \xi}.$$

Что касается значения ξ , т. е. отношения массы вращающихся частей ко всей массе поезда, то

$$\xi = \frac{\sum \frac{J}{r^2}}{M} = \frac{\sum \frac{J}{r^2} \cdot g}{(P + Q) 1000}.$$

По данным проф. Ломоносова для усиленной русской вагонной оси

$$\sum \frac{J}{r^2} g = 420 \text{ кг}.$$

Поэтому для груженого двухосного вагона при весе брутто в 23 т

$$\xi = \frac{420 \cdot 2}{23000} = 3,7\%$$

для порожнего вагона:

$$\xi = \frac{420 \cdot 2}{7500} = 11,2\%$$

для пассажирских вагонов четырехосных

$$\xi = \frac{1600}{40000} = 0,04.$$

Отсюда можно принять, что для товарных груженных вагонов ξ в среднем равно 4%, соответственно чему

$$\gamma = \frac{127}{1 + 0,04} = 122.$$

НЕ
УДУН
(ДИТ)

Для товарных порожних вагонов, принимая в среднем $\xi = 10\%$,

$$\gamma = \frac{127}{1 + 0,1} = 115.$$

Для пассажирских вагонов четырехосных

$$\gamma = \frac{127}{1 + 1,04} = 122.$$

Практически приближенно принимают для всякого рода поездов $\gamma = 120$ км/час при $\xi = 0,06$.

Принимая в уравнении движения поезда $\frac{dv}{dt} = \gamma (f - w)$ км/час, значение равнодействующей силы $(f - w)$, равной 1 кг/м, получим:

$$\frac{dv}{dt} = \gamma (f - w) = \gamma = 120 \text{ км/час,}$$

т. е. γ выражает ускорение поезда в км/час при действии на него силы, равной 1 кг/м. Следовательно, если на поезд действует сила, равная 1 кг/м, то ускорение или замедление поезда $\gamma = 120$ км/час за час, т. е. если сила в 1 кг/м будет действовать на поезд в течение часа, то скорость его увеличится или уменьшится на 120 км или $\frac{120}{60} = 2$ км/час за 1 мин. Наоборот, если скорость поезда за 1 мин. возросла или понизилась на 2 км/час, то, следовательно, на него действовала сила в 1 кг/м. Это правило сохраняет силу при условии, что действующая сила $(f - w)$ постоянна в течение данного промежутка времени.

Следовательно, уравнение движения в общем виде будет иметь такое выражение:

$$\frac{dv}{dt} = \gamma (f - w).$$

Это уравнение кладется в основу всех тяговых расчетов. Задача анализа хода состава поезда заключается в определении закона изменемости скорости от времени ($v = f(t)$) и от пройденного пути ($v = f'(s)$), что позволит решать все эксплуатационные вопросы.

Из уравнения движения имеем:

$$dt = \frac{dv}{\gamma (f - w)}.$$

Интегрируя это уравнение, находим:

$$t_1 - t_2 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{\gamma (f - w)},$$

что и дает зависимость v от t . Точно также

$$ds = v ds = \frac{v dv}{\gamma (f - w)},$$

откуда

$$s_1 - s_2 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{\gamma (f - w)},$$

что и дает зависимость v от s .

Произвести интегрирование аналитическим путем весьма трудно, так как сила тяги f и сопротивление w в свою очередь являются функциями скорости. Интегрирование обычно производится графически. Именно этот способ применяется на ж. д. при тяговых расчетах. Графических способов интегрирования предложено несколько: Дедуи, Санцина, Витенберга, Лахинского и др.; особенно много сделано в этой области русскими инженерами Ломоносовым, Чечотом, Липецом-Лебедевым, Супруненко, Дегтеровым.

Все эти способы интегрирования употребляются при точных тяговых расчетах для поездов с большой скоростью движения, обращающихся на магистральных линиях ж. д. Ввиду того что скорость движения мотовозов не превышает 25—30 км/час, расчеты можно упростить.

1. Упрощенное аналитическое интегрирование уравнения движения

Упрощенный способ интегрирования уравнения движения основан на том, что равнодействующую силу ($f-w$) принимают за постоянную величину в пределах интервала скорости от V_1 до V_2 и получают искомые зависимости

$$v = f(t), \quad v = \varphi(s), \quad t = f(s)$$

для каждого интервала скорости.

Для определения времени хода имеем:

$$dt = \frac{dv}{\gamma(f-w)}; \text{ полагая } f-w = \text{const},$$

получим:

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \frac{1}{\gamma(f-w)} \int_{v_1}^{v_2} dv$$

$$(t_2 - t_1) \text{ час} = \frac{v_2 - v_1}{\gamma(f-w)} = \frac{v_2 - v_1}{120(f-w)} \text{ час}$$

$$(t_2 - t_1) \text{ мин} = 60 \frac{v_2 - v_1}{120(f-w)} = \frac{v_2 - v_1}{2(f-w)} \text{ мин.}$$

$$(t_2 - t_1) \text{ сек} = \frac{30(v_2 - v_1)}{f-w} \text{ сек.}$$

Эти уравнения представляют уравнения прямой линии. Зависимость $v = f(t)$ в пределах данного интервала скорости, в котором равнодействующая сила ($f-w$) постоянна, может быть выражена отрезком прямой линии.

Для определения пути имеем:

$$ds = \frac{v \cdot dv}{\gamma(f-w)}, \quad \int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v \cdot dv}{\gamma(f-w)}$$

$$s_2 - s_1 = \frac{1}{\gamma(f-w)}; \quad \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dv = \frac{v_2^2 \cdot v_1^2}{2 \cdot 120 \cdot (f-w)} \text{ км.}$$

$$s_2 - s_1 = \frac{1000(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot 120 \cdot (f-w)} = \frac{4,17(v_2^2 - v_1^2)}{f-w} \text{ м.}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Уравнение показывает, что зависимость $v = \varphi(s)$ графически может быть выражена отрезком параболы с осью параллельной оси s в тех пределах v_1 , в которых равнодействующая сила $(f \pm w)$ принята постоянной. Зависимость $t = f(s)$ получается путем исключения (v) из найденных зависимостей

$$\begin{aligned}
 v &= f(t) \text{ и } v = \varphi(s) \\
 v_2 - v_1 &= (t_2 - t_1) \cdot 120 \cdot (f - w) \\
 s_2 - s_1 &= \frac{4,17 (v_2 + v_1) (v_2 - v_1)}{f - w} = \\
 &= \frac{4,17 (v_2 - v_1) (t_2 - t_1) 120 (f - w)}{f - w} = 500 (v_2 - v_1) (t_2 - t_1) \text{ мин.} \\
 s_2 - s_1 &= \frac{500 (v_2 - v_1) (t_2 - t_1)}{3600} = \frac{(v_2 - v_1) (t_2 - t_1)}{7,2} \text{ сек.}
 \end{aligned}$$

2. Графические способы интегрирования уравнения движения поезда

Графических способов интегрирования уравнения движения предложено очень много. На практике чаще всего приходится применять способ Липца и Лебедева, которые и рассмотрены ниже¹.

Способ Липца.

Липец предложил способ построения кривой $v = f(s)$ по кривой ускоряющих усилий. Этот способ основан на геометрическом свойстве искривленной кривой $v = f(s)$. Свойство это следующее.

Предположим, что имеется кривая ускоряющих усилий $f - w = \varphi(v)$ (фиг. 69) и построенная по ней кривая $v = f(s)$. Приводя через какую либо точку b кривой $v = f(s)$ касательную и продолжая ее до пересечения с осью пути s , будем иметь тангенс угла, образованного с осью s равным:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{bc}{cd} = \frac{dv}{dt}.$$

Так как

$$ds = v \cdot dt,$$

то

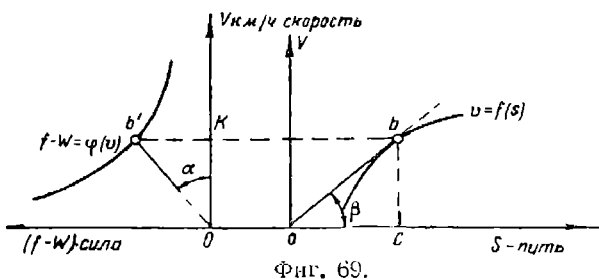
$$\frac{ds}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{v}$$

и

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dv}{ds} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{v}.$$

С другой стороны, если на кривой $f - w = \varphi(v)$ точку (b') , соответствующую точке (b) кривой $v = f(s)$, соединить лучом ob'

¹ А. М. Бибичков, Типовые расчеты в эксплуатации ж. д.



Фиг. 69.

УДМУТ
(ДНТ)

с началом координат, то этот луч составит с осью v угол α , который будет пропорционален действующей силе $f - w$.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b'k}{ok} = \frac{f - w}{v}.$$

Из уравнения движения

$$\frac{dv}{dt} = \gamma (f - w)$$

имеем:

$$f - w = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{\gamma},$$

поэтому:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{v} \cdot \frac{1}{\gamma}.$$

При графическом построении $f - w = \varphi(v)$ и $v = f(s)$ можно подобрать такое соотношение масштабов, чтобы $\gamma = 1$; тогда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{v} \cdot \frac{1}{\gamma} = \frac{dv \cdot 1}{dt \cdot v'}$$

откуда:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \text{ и } \alpha = \beta.$$

Следовательно, геометрическое свойство кривой следующее. При определении подбора масштабов, касательная к кривой $v = f(s)$ составляет с осью s угол β , равный углу α , пропорциональный действующей на поезд силе при данной скорости и образуемый пересечением луча ob с осью v .

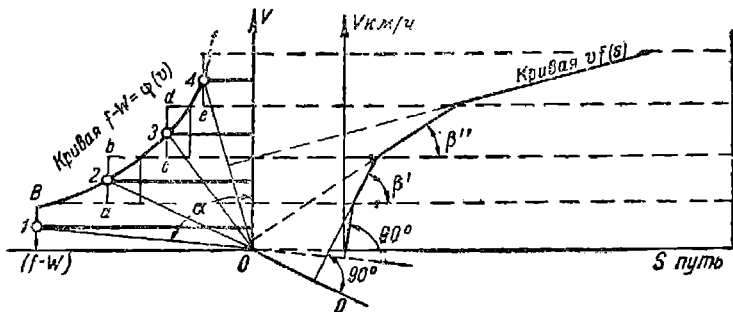
Отсюда получается способ построения кривой $v = f(s)$ по данной кривой ускоряющих или замедляющих усилий, который состоит в следующем.

Зная ускоряющее или замедляющее усилие для данного интервала скорости, находят соответствующую точку на кривой $f - w = \varphi(v)$ и, соединив ее с началом координат лучом, получают угол α , пропорциональный действующей силе. По углу α строят угол β с осью s (ось пройденного пути), где одна сторона β совпадает с осью s или ей параллельна, а другая определяет направление касательной к кривой $v = f(s)$; при малых интервалах скорости эта касательная сливается с искомой кривой. Практически построение кривой $v = f(s)$ по способу Липеца производится следующим образом.

Сначала строят кривую $f - w = \varphi(v)$ (фиг. 70) так, чтобы по оси ординат откладывались скорости v в км/час, а по оси абсцисс ускоряющие или замедляющие усилия, равные $(f - w)$. Кривую делят на произвольное число частей по определенным интервалам скорости (фиг. 70) (деление указано пунктирными линиями). В пределах каждого интервала переменное значение силы $f - w$ заменяют постоянной силой и равной среднему значению или все равно средней абсциссе (на чертеже эти линии вычерчены жирными линиями). Таким образом кривая $f - w = \varphi(v)$ заменяется ступенчатой кривой, которая будет тем больше приближаться к кривой, чем меньше взяты интервалы скорости.

Средние значения действующей силы $f - w$ соединяют лучами с началом координат, чем и определяются углы $\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3; \alpha_4 \dots$, пропорциональные действующей силе $f - w$ для каждого интервала скорости.

Для построения кривой $v = f(s)$ строят координатную систему, причем за начало координат может быть принята произвольная точка. Удобнее координатную систему расположить так, чтобы

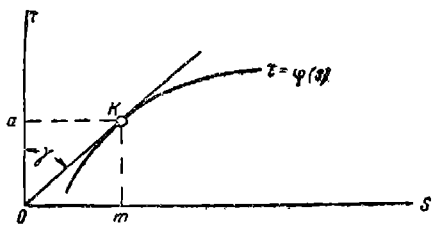


Фиг. 70.

ось ординат в кривой $f - w = \varphi(v)$ была параллельна ординате кривой $v = f(s)$, а ось абсцисс — кривой $f - w = \varphi(v)$ служила продолжением оси для кривой $v = f(s)$. Чтобы построить углы $\beta_1; \beta_2 \dots$, равные углам α_1, α_2 , достаточно в каждом интервале скорости провести линию, перпендикулярную соответствующему лучу.

Построение выполнено на фиг. 70. Этим способом пользуются для отыскания величины пути разгона при неравномерном движении поезда и тормозного пути при тормозных задачах (см. торможение поезда).

Способом Лебедева строится кривая $t = \varphi(s)$, дающая зависимость времени от пройденного пути. Построение кривой $t = \varphi(s)$, делается по кривой $v = f(s)$. Способ Лебедева также основан на определенном геометрическом свойстве кривой $t = \varphi(s)$. Предположим, что по имеющейся кривой $v = f(s)$ построена кривая $t = \varphi(s)$ (фиг. 71). Касательная, проведенная через произвольную точку k к кривой $t = \varphi(s)$, образует с осью времени t угол γ , тангенс которого пропорционален скорости



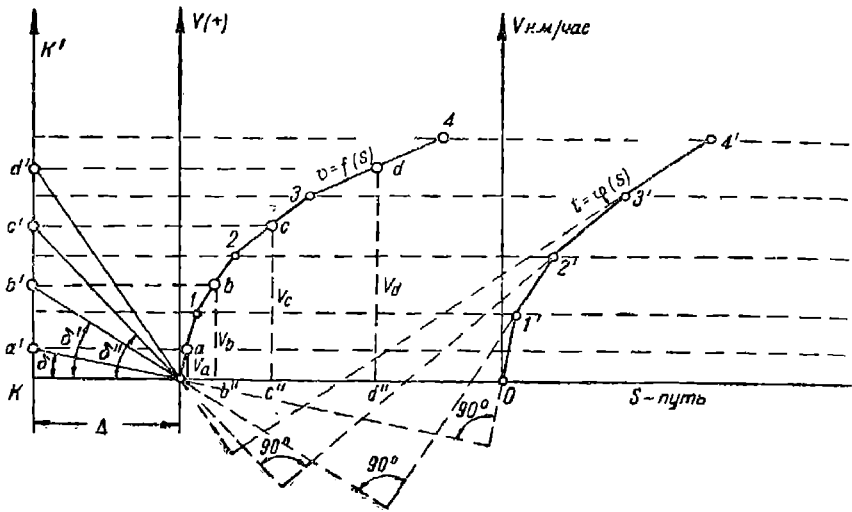
Фиг. 71.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{ka}{ao} = \frac{ds}{dt} = v.$$

Следовательно, искомая кривая $t = \varphi(s)$ обладает следующим свойством. Угол, образуемый касательной к кривой $t = \varphi(s)$ с осью времен, пропорционален скорости движения на данном интервале пути.

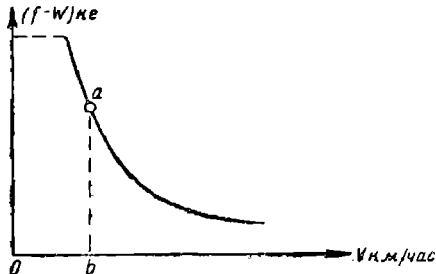
Это свойство позволяет по кривой $v = f(s)$ построить кривую $t = \varphi(s)$.

Построение кривой производится следующим образом: имеющуюся кривую $v=f(s)$ разбивают на произвольные участки 0—1, 1—2, 2—3... [обычно участки определяются точками перелома кривой $v=f(s)$]; в пределах каждого участка переменное значение скорости принимается постоянным и равным среднему значению



Фиг. 72.

нию, выраженному ординатами ka' ; kb' ; kc' ; kd' (фиг. 72). Для построения углов пропорциональных скорости от начала координат влево откладывают произвольный отрезок ok , принимаемый за единицу, и через точку k проводят вертикаль kk' , на которую проектируют точки a, b, c, d кривой $v=f(s)$. Отрезки на вертикали kk' , равные ka' ; kb' ; kc' определяют средние скорости v_a ; v_b ; v_c , которые принимаются постоянными для данного интервала. Соединив точки a', b', c', d' с точкой o лучами oa' ; ob' ; oc' , получают углы $\delta, \delta', \delta''$, пропорциональные средним скоростям



Фиг. 73.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{ka'}{ok} = \frac{ka'}{1} = v_a$$

$$\operatorname{tg} \delta' = \frac{kb'}{ok} = \frac{kb'}{1} = v_b.$$

Имея углы δ ; δ' ; δ'' , строят такие же углы с осью времен t , для чего к лучам oa' ; ob' ; oc' проводят перпендикуляры в пределах соответствующих интервалов кривой $v=f(s)$. Отрезки $01'$; $02'$; $03'$ являются касательными к искомой кривой $t=\varphi(s)$; при достаточно малых отрезках они могут быть приняты за кривые.

3. Масштабы при графическом интегрировании уравнения движения поезда

Для определения численных значений величин скорости, ускорения, силы, пути и времени, при вычерчивании кривых $v = f(s)$ и $t = \varphi(s)$, необходимо установить масштабы, одни из которых принимаются произвольно, тогда как другие определяются как функции масштабов принятых.

Обычно задаются масштабами скорости v км/час и ускоряющими или замедляющими силами $f - w = f(v)$. Если обозначить масштаб скорости в 1 км/час через букву m и масштаб силы $f - w$ в 1 кг/т буквой k , то масштабы остальных величин, т. е. времени и пути, являясь функцией от масштабов m и k могут быть определены следующим образом.

Отрезок ab (фиг. 73) длиной $(f - w)$ км/т выражает ускоряющую или замедляющую силу, равную $(f - w)$ кг/т; с другой стороны этот же отрезок выражает и величину ускорения поезда равную $(f - w) \gamma$ км/час. Отсюда определяется масштаб ускорения

$$ab = (f - w) k,$$

$$ab = (f - w) \gamma,$$

откуда:

$$1 = \frac{(f - w)}{(f - w)} \frac{k}{\gamma} = \frac{k}{\gamma}.$$

т. е. ускорение $(f - w) \gamma$ км/час² графически выражается отрезком ab длиной $(f - w) k$ мм, а 1 км/час² соответствует длина отрезка $\frac{k}{\gamma}$ мм.

Масштаб времени определяется по масштабу скорости и ускорению.

Масштаб времени = $\frac{\text{масштаб скорости}}{\text{масштаб ускорения}} = \frac{\gamma m}{k}$ или одному часу соответствует $\frac{\gamma m}{k}$ мм, а одной мин. — $\frac{k \gamma m}{1.60}$ мм.

Масштаб пути равен масштабу скорости, умноженному на масштаб времени:

$$\frac{m \gamma \cdot m}{k} = \frac{\gamma m^2}{k}$$

или 1 км соответствует

$$\frac{\gamma m^2}{k} \text{ мм.}$$

При построении кривой $t = \varphi(s)$ по способу Лебедева вводится произвольный отрезок $ok = \Delta$ мм, принимаемый за единицу, что необходимо учесть в масштабе времени.

$$1 \text{ мин.} = \frac{\gamma m \Delta}{k 60} \text{ мм.}$$

При решении задач рекомендуется принимать

масштабы для силы 1 кг/т — k мм.

„ скорости 1 км/час — m мм.

отрезка Δ км

„ пути 1 км

„ времени 1 мин.

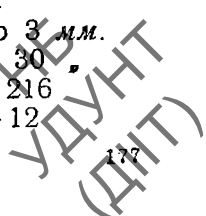
10 мм

„ от 2 до 3 мм.

„ 20 „ 30 „

„ 48 „ 216 „

„ 8 — 12 „



4. Уравнение движения при установившейся скорости движения

Для решения тяговых задач при движении неотвественных поездов на второстепенных линиях применяется упрощенный способ. Этот способ основан на предположении, что на каждом элементе пути состав поезда движется равномерно со скоростью, соответствующей данному проведенному подъему, определенному из условия равенства силы тяги и сопротивления. При установившейся скорости движения ускорение $\frac{dv}{dt} = 0$, а уравнение движения принимает вид:

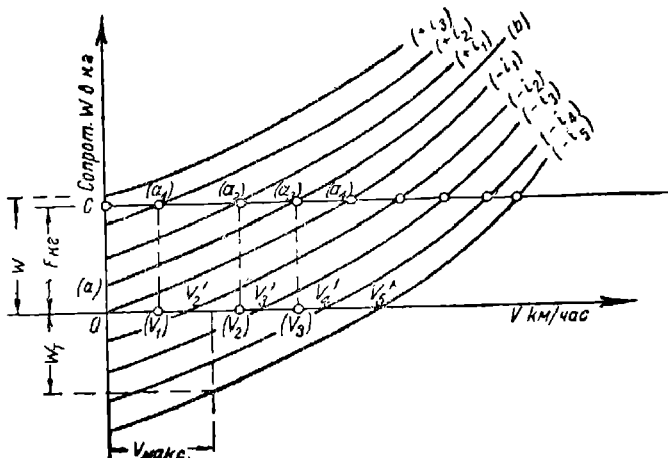
$$0 = \gamma(f - \omega), f - \omega.$$

Упрощенное решение тяговых задач

На практике обычно встречаются следующие задачи.

1. Дан тип и вес мотовоза и вес состава поезда. Требуется найти скорость, с которой будет двигаться состав по заданному подъему или ряду подъемов, и время, потребное для прохода между двумя пунктами;

2. Дан мотовоз. Требуется найти наибольший вес поезда, который в состоянии вести данный мотовоз по заданному подъему с заданной скоростью, или, при данном весе поезда, данным уклоном и заданной скорости движения, найти силу тяги мотовоза, определить его тип и мощность.



Фиг. 74.

Кроме того к решению тяговых задач относится определение расхода горючего и смазки при работе мотовоза.

Можно решить эти задачи, или считая движение установившимся, или принимая во внимание неравномерность движения.

Первый способ носит название упрощенного способа решения тяговых задач, а второй — точного способа.

При решении тяговых задач по первому способу удобно пользоваться вышеописанными сериями кривых сопротивления $W = f(v)$.

Имея построенные кривые сопротивления, откладывают по оси ординат от начала координат отрезок, равный заданной силе тяги мотовоза F , и через полученную точку C проводят горизонтальную прямую; тогда абсциссы точек пересечения горизонтальной прямой и кривых сопротивлений $(a_1 - a_2 - a_3)$ будут изображать

в масштабе искомые скорости $v_1 - v_2 - v_3 \dots$ для соответствующих подъемов и уклонов (фиг. 74).

Например, при заданной силе тяги f на подъеме $+i_3$ мотовоз не вывезет поезда, так как сопротивление для этого подъема W больше F , и скорость при этом сопротивлении равна нулю. Для движения этого состава по подъему ($+i_3$) потребовался бы мотовоз с большей силой тяги.

Из построенного графика (фиг. 74) можно вывести следующие заключения: при силе тяги $f=0$, т. е. при неработающем двигателе мотовоза кривая сопротивления по спуску ($-i_1$) проходит через начало координат, абсцисса равна нулю, следовательно, скорость v км/час равна нулю, т. е. состав поезда при движении по спуску ($-i_1$) остановится.

На спусках i_2, i_3, i_4 состав поезда будет двигаться со скоростями $v_2' - v_3' - v_4'$.

На спуске i_5 скорость движения состава будет равна v_5' . Если максимальная скорость задана и равна v (макс), а полученная скорость на спуске i_5 больше допустимой, т. е. $v_5' > v$ (макс.); то при движении по спуску i_5 для поддержания предельной скорости v (макс.) потребуются отрицательная сила тяги F , которая должна равняться тормозящему усилию w_T .

Таким образом построенные кривые облегчают решение задач, которые аналитически разрешались бы довольно трудно.

Ниже указаны методы решения отдельных задач упрощенным способом.

1. Определение веса состава поезда

Вес состава поезда при производстве тяговых расчетов определяется из условия равномерного движения на данном максимальном подъеме.

Равномерное движение должно удовлетворить уравнению $\Sigma w = F$, т. е. сила тяги мотовоза равна полному сопротивлению поезда при условии, что сила тяги по сцеплению колес с рельсами больше силы тяги машины. Сопротивление $\Sigma w = (P + Q) \cdot (w_0 + i_{\phi})$, где

P — вес мотовоза в m ,

Q — вес состава в m ,

w_0 — основное удельное сопротивление для мотовоза и вагонов,

i_{ϕ} — дополнительное удельное сопротивление от подъема и кривых,

$F = (P + Q) \cdot (w_0 + i_{\phi})$ кг.

Вес состава при данной максимальной тяге на ободу колес мотовоза F будет.

$$Q = \frac{F}{W_0 + i_{\phi}} - P = \frac{270 N \cdot \eta}{v(W_0 + i_{\phi})} - P.$$

В том случае, если известна сила тяги на крюке $F_{кр}$ при движении мотовоза по горизонтальному к прямому участку профиля дороги с удельным сопротивлением W_0 , вес состава поезда определится по формуле:

$$Q = \frac{F_{кр}}{W_0} m.$$

НБ
УДУНТ
(ДПТ)

При движении на данном уклоне и кривой с приведенным удельным сопротивлением i_ϕ вес состава будет:

$$Q = \frac{F_{кр} - i_\phi P}{W_0 + i_\phi},$$

т. е. в этом случае сила тяги на крюке $F_{кр}$ уменьшится на величину $i_\phi P$, т. е. на сопротивление, которое затрачивает мотовоз, чтобы вывести себя на подъем с уклоном $0,001 i_\phi$. Если вместо силы тяги на ободе колес $F = \frac{270 N_s \eta}{v}$ подставить равную ей по значению силу тяги по сцеплению колес с дорогой $\mu \cdot P \cdot 1000$, тогда вес состава поезда определяется по следующей формуле:

$$Q = \frac{P [1000 \mu - (W_0 \pm i_\phi)]}{W_0 + i_\phi} m.$$

Пример. Определить вес состава поезда на прямом горизонтальном участке пути при удельном сопротивлении $10 \text{ кг}/m$, если дана сила тяги на крюке мотовоза 2268 кг и вес мотовоза 9 т

$$Q = \frac{2268}{10} \approx 227 \text{ т}.$$

Определить вес состава поезда при движении на подъем $i = 0,005$.

$$Q = \frac{2268 - 5 \cdot 9}{10 + 5} = 148 \text{ т}.$$

2. Графический способ определения веса поезда, скорости и мощности двигателя мотовоза на предельных подъемах

Ниже предлагается выработанный нами графический способ определения веса состава поезда в зависимости от веса мотовоза, его мощности, сопротивления движению поезда на различных уклонах продольного профиля дороги при различных заданных скоростях движения и коэффициенте сцепления колес с рельсами.

В приведенных ниже трех уравнениях

$$F \leq \mu \cdot P \cdot 1000, \quad (I)$$

$$F = \frac{270 \cdot N_s \eta}{v}, \quad (II)$$

$$F = (P + Q) (W_0 \pm i_\phi) \quad (III)$$

каждая из перечисленных величин связывается с остальными графически.

Зависимость силы тяги на ободе колес $F = \frac{270 N_s \eta}{v}$ от скорости движения v , эффективной мощности машины N_s и к. п. д. можно изобразить графически, если принять мощность машины мотовоза $N_s \eta$ за постоянную величину, что допустимо для тех тяговых расчетов, которые требуется производить в дорожном деле.

На самом же деле мощность $N_s \eta$ зависит от числа оборотов двигателя, и с увеличением этого числа мощность увеличивается, но до известного предела, за которым наступает уменьшение мощности. Это происходит от увеличения скорости и уменьшения

времени всасывания, чем ухудшается наполнение горючей смесью цилиндров. Последнее обстоятельство уменьшает среднее индикаторное давление в цилиндрах двигателя и кроме того с увеличением числа оборотов увеличивается трение внутри двигателя, отчего к. п. д. машины уменьшается.

Придавая различное значение для v км/час, будем получать по формуле $F = \frac{270 N_p \eta}{v}$ соответствующие значения для F .

Так как в практике обращаются мотовозы с разной мощностью то, чтобы избежать построения кривых для каждого мотовоза отдельно, кривую можно построить, относя силу тяги F_k к одной л. с. двигателя.

$$\frac{F}{N_p} = \frac{270 \eta}{v},$$

Если средний к. п. д. мотовоза принять равным 0,60, то

$$\frac{F}{N_p} = \frac{162}{v}.$$

Значения $\frac{F}{N_p}$ при разных скоростях v указаны в табл. 71.

ТАБЛИЦА 71

v км/час	25	5	7,5	10	15	20	25	80	35
F/N_p	64,8	32,4	22,5	16,2	10,8	8,1	6,48	5,45	4,55

Откладывая по оси y значение силы тяги, а по оси x вправо значение скорости в выбранном для них масштабе, получим кривую (фиг. 75).

По уравнению (1) сила тяги $F = \psi P \cdot 1000$ не зависит от мощности машины N_p . Выбрав значения для ψ например 0,20, придавая различное значение P , будем получать соответственные силы тяги F для сцепления колес с рельсами.

Чтобы нанести сцепной вес мотовоза P в m на график, нужно привести P к одной л. с.

Задавись произвольно мощностью машины $N_p = 100$ л. с., получим значения для:

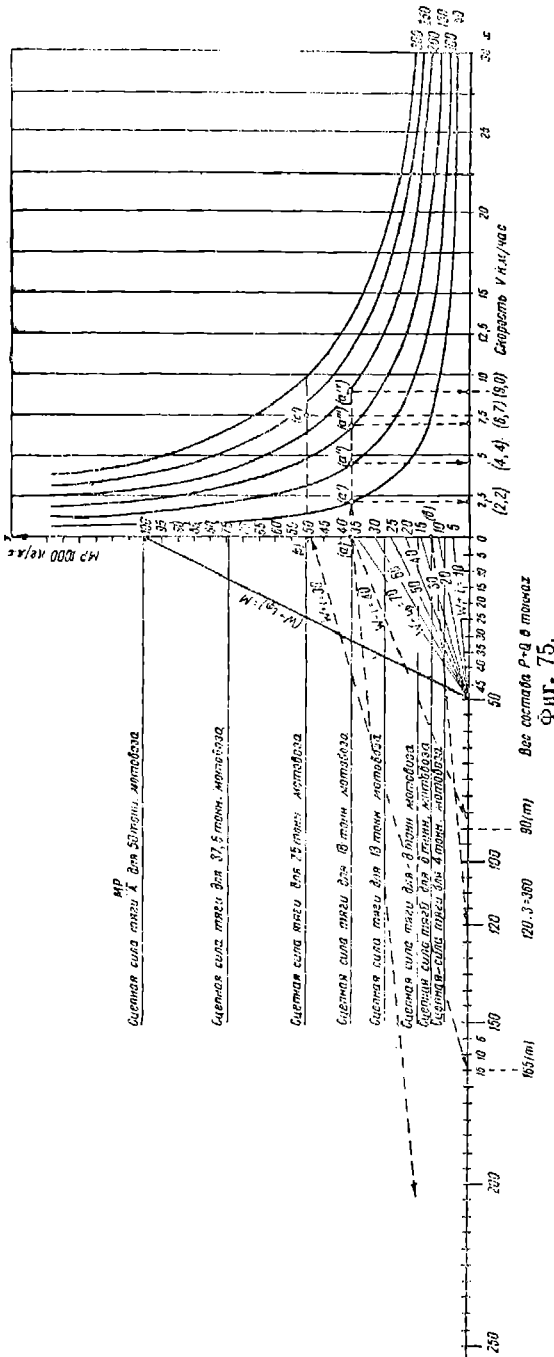
$$\frac{F}{N_p} = \frac{\psi P 1000}{N_p} = \frac{\psi 1000 \cdot 50}{100} = 100;$$

$$\frac{F}{N_p} = \frac{\psi P 1000}{N_p} = \frac{\psi 1000 \cdot 375}{100} = 75.$$

В соответствии с допускаемой нагрузкой на ось на узкоколейных путях двухосные мотовозы могут иметь сцепной вес в 25, 18, 13, 8, 6 и 4 т. Придаем эти значения для P и откладываем по оси y в том же масштабе.

По оси (влево) в выбранном масштабе откладываем вес состава поезда $(P + Q)$ в m . Масштабы для сцепного веса мотовоза и

состава поезда $P+Q$ выбираем разные (для веса $P+Q$ масштаб берем в 1000 раз меньше, чем для P).



Если соединить конец отрезка $\psi \cdot P \cdot 1000$ с концом отрезка $P+Q$, то наклонная прямая образует с осью x угол α , тангенс которого равен $(W_0 + i_\phi)$.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\psi P \cdot 1000}{P+Q} = w_0 + i_\phi.$$

Имея сцепной вес мотовоза P и сопротивления на различных подъемах, можно по наклону линии определить вес состава $P+Q$.

Наклон линии, соответствующий различным значениям сопротивления, получается искаженный, фиктивный. Наибольшие значения подъемов и наклоны, соответствующие сопротивлению в 10, 20 кг и т. д., могут быть найдены из следующих соотношений,

$$1000 \psi \frac{P}{P+Q} = w_0 + i_\phi.$$

Предельный подъем $i_{\text{пред}}$ получится при условии равенства $P=P+Q$, т. е. когда мотовоз не везет никакого состава,

$$1000 \psi = w_0 + i_\phi,$$

$$i_{\text{пред}} = 1000 \psi - w_0.$$

Тангенс угла, соответствующий сопротивлению на прямом горизонтальном участке, будет:

$$\operatorname{tg} \alpha = w_0.$$

Следовательно, $\operatorname{tg} \alpha$ может меняться от w_0 до $\psi \cdot 1010$.

Чтобы воспользоваться этим же графиком для решения тяговых

УДАЛЕНА
(ДИП)

задач при различных значениях мощности двигателя, заметим, что скорости v_1 и v_2 при одном и том же сопротивлении пропорциональны мощностям машины.

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{N_2}{N_1}.$$

Отсюда, если график был вычерчен для мощности N_1 , то для мощности до N_2 следует скорости, полученные из графика, увеличить в отношении:

$$\frac{N_2}{N_1}.$$

Удобнее нанести на график кривые для разных значений мощности, как это выполнено на фиг. 75. Вычерчивание этих кривых не представляет затруднения и производится автоматически с движением значения скорости кривой N_1 вправо по оси x на величину $\frac{N_2}{N_1}$ при одинаковых ординатах. При одинаковых абсциссах значения силы изменяются прямо пропорционально мощностям машины.

Для отыскания силы тяги при изменении мощности двигателя следует изменить только масштаб m_F , который найдется из выражения:

$$x_F = \frac{m_F N_2}{N_1},$$

где x_F — искомый масштаб для мощности машины, равной N_2 , а m_F — масштаб, принятый для графика при мощности машины, равной N_1 .

Пример построения графика. Примем нижеследующие масштабы:

$$\text{для сил } \frac{F}{N_2} \quad \text{в } 1 \text{ см} — \quad 10 \text{ кг} \quad m_F = \frac{10 \text{ кг}}{1 \text{ см}}$$

$$P + Q \quad 1 \quad \text{„} — 10\,000 \quad \text{„} \quad m_P = \frac{10\,000 \text{ кг}}{1 \text{ см}}$$

$$v \quad \text{„} \quad 2 \quad \text{„} — \quad 5 \quad m_v = \frac{5 \text{ км}}{1 \text{ см}}.$$

Для построения графика зададимся следующими величинами:

$$P + Q = 50\,000 \text{ кг};$$

$$P = 50\,000 \text{ кг};$$

$$\psi = 0,20$$

$W_0 + i_\phi = 10, 20, 30 \text{ кг}$ и т. д.

$$N_2 = 100 \text{ л. с.},$$

тогда

$$\frac{F}{N_2} = \frac{\psi P}{N_2} = \frac{0,2 \cdot 50\,000}{100} = 100 \text{ кг}.$$

В масштабе

$$\frac{F}{N_2} = \frac{100 \text{ кг}}{10 \text{ кг}} = 10 \text{ см}$$

отложим эту величину на график фиг. 75.

Наибольший предельный уклон i максимум и $(W_0 + i_{np})$ определяется:

$$W_0 + i_{ap} = \frac{m_F \cdot \frac{F}{N_g} N_g}{m_P (P + Q)} = \frac{10 \text{ кг} \cdot 10 \text{ кг} \cdot 1 \text{ см} N_g}{1 \text{ см} \cdot 10\,000 \text{ кг} \cdot 5 \text{ см}},$$

при

$$N = 100 \text{ л. с.}; (W_0 + i_{np}) = 0,002 \cdot 100 = 0,20.$$

Сопrotивлению 0,01 соответствует $\frac{100 \text{ см}}{20} = 0,5 \text{ см}$. Проводим на графике ряд наклонных прямых, соответствующих $(W_0 + i_{\phi}) = 10; 20; 30; 40 \dots \text{ кг}$: этим заканчивается построение графика.

Поясним пользование графиком на конкретных примерах.

Пример I. Определить вес состава поезда Q для мотовоза весом в 18 т при удельном сопротивлении $W_0 = 15 \text{ кг/т}$ веса поезда на подъеме $i = 0,025$.

Решение. Из точки a графика (фиг. 75) проводим наклонную прямую параллельно наклонной с сопротивлением $W_0 + i = 40$. Эта наклонная пересекается с осью на делении 90 т ; следовательно, $P + Q = 99 \text{ т}$; так как вес мотовоза $P = 18 \text{ т}$, то вес состава поезда будет равен 72 т .

Пример II. Определить скорость движения при тех же условиях в предположении мощности машины мотовоза равной: $N_g = 50, 100, 150, 200 \text{ л. с.}$

Решение. Проводим из точки a горизонтальную прямую до пересечения с кривыми точками a', a'', a''' и затем сносим эти точки на ось x , где читаем по шкале соответствующие скорости $2,2, 4,4, 6,7$ и 9 км/час .

Пример III. Определить возможный вес поезда при движении мотовоза со сцепным весом в 18 т по горизонтальному и прямому участку профиля дороги с удельным сопротивлением $W_0 = 10 \text{ кг}$.

Решение. Из точки a проводим наклонную прямую, параллельную прямой с сопротивлением $W_0 + i = 10$; так как пересечение с осью x получается за пределами чертежа, то наклонную прямую проводим из точки b , причем точка b может быть выбрана произвольно так, чтобы расстояние $ob = \frac{1}{n} \cdot oa$; в нашем примере $ob = \frac{1 \cdot oa}{3}$. Число делений, получающихся в пересечении наклонной

прямой с осью, умножаем на n . При $ob = \frac{1}{3} \cdot oa$ получим $120 \cdot 3 = 360 \text{ т}$; вычитая вес мотовоза 18 т , имеем вес поезда 342 т .

Пример IV. Может ли мотовоз со сцепным весом 18 т везти поезд весом в 165 т на подъем с уклоном $i = 0,020$ с удельным сопротивлением на горизонтальном и прямом участке $W_0 = 10 \text{ кг/т}$.

Решение. Из деления 165 т на оси проводим наклонную прямую параллельно прямой, соответствующей сопротивлению $W_0 + i_{\phi} \text{ кг}$ и замечаем, что она пересекается с горизонтальной прямой границей сцепного веса для 18 т мотовоза в точке r , что указывает на невозможность движения; чтобы движение было возможным, сцепной вес мотовоза должен быть не менее 25 т .

Пример V. Какая должна быть мощность машины мотовоза при его весе в 25 т, если требуется возить поезд весом в 165 т, по профилю с подъемом 0,020, со скоростью не менее 7,5 км/час. Удельное сопротивление $W_0 = 10$ кг/т $\psi = 0,20$.

Решение. Сносим точку с до пересечения с вертикальной прямой, проведенной из деления скорости 7,5 км/час, и замечаем что точка пересечения с этих двух прямых находится между двумя кривыми, соответствующими мощности $N_2 = 200$ и 250 л. с. Интерполированием находим, что мощность двигателя мотовоза должна быть 230 л. с. Если скорость понизить до 5 км/час, то мощность двигателя будет равна 150 л. с.

3. Торможение поездов

Для производства расчетов торможения поездов и определения количества тормозных вагонов в поезде необходимо иметь следующие данные:

- 1) значение тормозного коэффициента ϑ ;
- 2) длину тормозного пути S_T м; расчетного пути S_p и пути подготовки к торможению S_n ;
- 3) скорость поезда в начале торможения v_n км/час;
- 4) скорость поезда в конце торможения v_k км/час.

Наибольшее значение тормозного коэффициента ϑ зависит от числа и рода тормозов в поезде и от коэффициента нажатия колодок δ .

Длина расчетного тормозного пути при данном значении зависит от профиля пути и устанавливается в 800—1000—1200 м. Для промтранспортных путей установленных норм нет. Расстояние для этого вида путей может быть доведено 200—400 м.

В это расстояние включается и путь, пройденный поездом за время подготовки к торможению.

Промежуток времени с момента, когда машинист увидит сигнал остановки, до полного нажатия колодок принимается при экстренном торможении при ручных тормозах в 25 сек., при автоматических тормозах товарного типа в 12 и пассажирского типа в 5, а при смешанном торможении — в 25 сек. При обрыве состава, идущего по подъему на ручных тормозах, время подготовки к торможению принимается в 30 сек.

За вышеуказанное время поезд, движущийся со скоростью v км/час, пройдет следующий путь:

$$S = \frac{v \cdot t \cdot 1000}{3600} \text{ м.}$$

Скорость за промежуток времени t будет величиной переменной, но ввиду небольшого промежутка времени скорость при расчетах принимают постоянной и равной скорости в начале торможения v км/час.

$$S_n = \frac{v_{\text{нач}} t}{3,6} \text{ м.}$$

При мотовозной тяге рабочие скорости движения вообще не велики; принимая же во внимание, что на промышленных путях

допускаются значительные уклоны продольного профиля, на которых подвижной состав может развить значительные скорости, необходимо положить, что скорости при мотовозной тяге могут изменяться в довольно широких пределах. Полагая предел изменения скоростей от 0 до 50 км, получим нижеследующие значения длины пути, требующиеся для подготовки к торможению.

ТАБЛИЦА 72

Скорость v в км/час	Путь подготовки к торможению в м	Скорость v в км/час	Путь подготовки к торможению в м
5	35	30	210
10	70	35	245
15	105	40	280
20	140	45	315
25	175	50	350

$$S_p = S_T + S_n.$$

Значение конечной скорости обычно принимается равным нулю, т. е. торможение должно быть доведено до полной остановки поезда.

При решении тормозных задач могут встретиться два случая:

1. Когда дано число тормозных осей в поезде и известны вес поезда и значение тормозного коэффициента ϑ , а искомой величиной является длина тормозного пути $S_T + S_n$.

2. Когда даны длина тормозного пути и скорость, а требуется определить значение тормозного коэффициента ϑ и количество тормозных осей в данном поезде.

4. Определение длины тормозного пути, тормозного коэффициента и числа тормозных осей

При торможении поезда движение его происходит с первоначальной скоростью, поэтому определение тормозного пути S_T начальной и конечной скорости v_n и v_k производится путем интегрирования уравнения движения поезда, которое можно произвести или графически или упрощенным аналитическим путем.

При обоих названных способах расчета необходимо определить величину полного сопротивления поезда, которое будет действовать на поезд при разных скоростях движения. При торможении поезда полное удельное сопротивление движению будет равно:

$$b = (\omega_0 \pm i + 1000\psi_k\vartheta),$$

где ω_0 — основное удельное сопротивление и $\pm i$ — удельное сопротивление от уклона; $1000\psi_k\vartheta$ — тормозное удельное сопротивление от нажатия колодок.

Удельное сопротивление может быть определено по формулам, указанным выше в зависимости от рода подвижного состава, и

выражено в функции от скорости движения поезда; например, для порожних двухосных вагонов удельное сопротивление выражается формулой:

$$w_0 = 64 + 0,08 v,$$

или в общем виде

$$w_0 = A + Bv.$$

Значение тормозного коэффициента ϑ определяется из выражения:

$$\vartheta = \frac{\sum x}{q_m + \sum q_b} = \frac{\sum P\delta}{q_m + \sum q_b} = \frac{P_1\delta_1 + P_2\delta_2 \dots q_m\delta_m}{q_m + \sum q_b},$$

где $P_1\delta_1$ — вес и коэффициент нажатия колодок для одного рода подвижного состава (например для товарных двухосных вагонов),

$P_2\delta_2$ — вес и коэффициент нажатия колодок для другого рода подвижного состава, $q_m\delta_m$ — вес и коэффициент нажатия колодок мотовоза,

$\sum q_b$ — вес вагонов.

Тормозное сопротивление b — $1000 \psi_k \vartheta$,

где $\psi_k = 0,20$ — $0,0015 v$ или $0,24$ — $0,0018 v$.

Общее сопротивление поезда будет равно:

$$\sum w = w_0 + b \mp i = A_1 + B_1 v + 1000 (A_2 + Bv_2) \vartheta \mp i.$$

Придавая различные значения для скорости и принимая, сопротивление движению в этих интервалах скорости (например через 5—10 км/час) постоянным, можно найти для каждого интервала длину тормозного пути, а именно:

$$ds = \frac{v \cdot dv}{\gamma(f - w)}; \quad \int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v \cdot dv}{\gamma(f - w)};$$

$$s_T = s_2 - s_1 = \frac{1000 \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot 120 (f - w)} = \frac{4,17 \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{f - w},$$

так как при торможении

$$f = 0, \text{ а } \sum w = w_T = w_0 + b \mp i,$$

то

$$s_T = \frac{4,17 (v_2^2 - v_1^2)}{w_0 + b \mp i} \text{ м.}$$

Полученные для отдельных интервалов тормозные пути суммируются, к итогу прибавляется расстояние, проходимое поездом за время подготовки к торможению, и таким образом находится полный расчетный тормозной путь.

Пример. Определить тормозной путь для состава поезда из 10 груженых двухосных вагонов с двумя ручными тормозными вагонами и мотовозом; вес вагонов 200 т; вес тары двухосного вагона 7,2 т; мотовоз двухосный с давлением на ось 10 т; движение происходит по спуску с уклоном 10‰; поезд, вступая на

уклон, имеет начальную скорость $V_H = 20$ км/час. Решение. Принимая коэффициент нажатия колодок $\delta = 0,5$ для вагонов и мотовоза, определим тормозной коэффициент поезда

$$\vartheta = \frac{2 \cdot 7,2 \cdot 0,5 + 20 \cdot 0,5}{10 \cdot 20 + 20} = \frac{0,5(14,4 + 120)}{220} = \frac{17,2}{220} = 0,078.$$

Основное удельное сопротивление ω_0 для груженых вагонов и мотовоза принимаем:

$$\omega_0 = 1,5 + 0,05 v.$$

Тормозное сопротивление:

$$b = 1000 \psi_k \vartheta = 1000 (0,24 - 0,0118 v) \cdot 0,078$$

$$b = 78 (0,24 - 0,0018 v).$$

Суммарное сопротивление:

$$\omega_0 + b = 1,5 + 0,05 v + 78 (0,24 - 0,0018 v) =$$

$$= 1,5 - 0,05 v + 18,12 - 0,14 v = 19,62 - 0,09 v.$$

Придавая значения $v = 20; 15; 10; 5; 0$ км/час найдем сопротивление для каждой из скоростей.

ТАБЛИЦА 73

Скорость в км/час	$W_0 + b$ кг	$W_0 + b + i$ кг	Среднее значение $W_0 + b - i$ кг
0	19,62	9,62	9,39
5	19,17	9,17	8,95
10	18,72	8,72	8,49
15	8,27	8,27	8,05
20	17,82	7,82	

Принимая сопротивление движению в интервалах скорости 20—13—10—5 км/час постоянным, находим длину тормозного пути для каждого интервала.

$$s_T^I = \frac{4,17(20^2 - 15^2)}{8,05} = 90,7 \text{ м},$$

$$s_T^{II} = \frac{4,17(15^2 - 10^2)}{8,59} = 61,7 \text{ м},$$

$$s_T^{III} = \frac{4,17(10^2 - 5^2)}{8,95} = 35,0 \text{ м},$$

$$s_T^{IV} = \frac{4,17(5^2 - 0)}{9,39} = 1,11 \text{ м}.$$

Тормозной путь будет равен

$$s_T = s_T^I + s_T^{II} + s_T^{III} + s_T^{IV} = 189,48 \text{ м} \approx 190 \text{ м}.$$

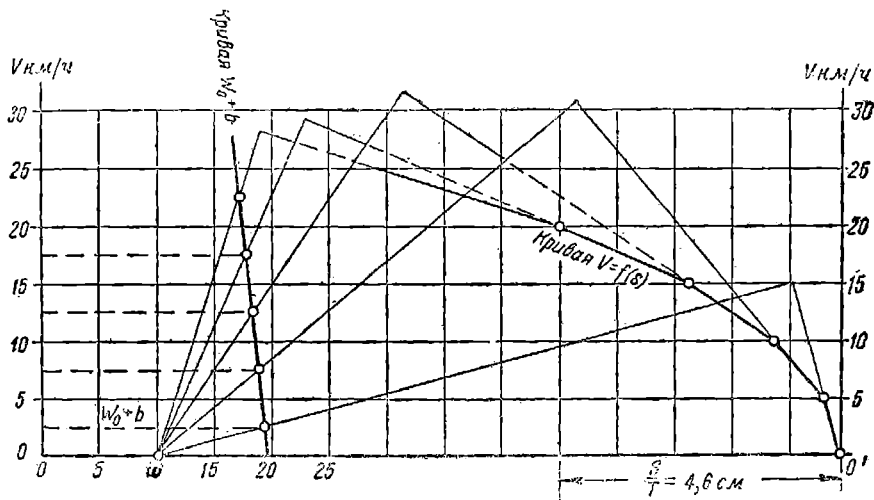
Расчетный тормозной путь получим, прибавляя расстояние, проходимое поездом за время подготовки к торможению при начальной скорости $v_H = 20$ км/час.

$$s_p = s_T + s_{II} = 190 \text{ м} + \frac{v \cdot t}{3,6} = 190 \text{ м} + \frac{20 \cdot 25}{3,6} = 189,48 + 138,8 = 328,3 \approx 330 \text{ м}.$$

Эту задачу можно решить приближенно, полагая сопротивление движению $\sum w = w_0 + b + i$ постоянной величиной в интервале скорости оси $v_H = 20$ км/час до $v_k = 0$ и равной 8,72

$$s_T = \frac{4,17(20^2 - 0)}{8,72} = 191,2 \text{ м}$$

$$s_p = s_T + s_{II} = 191,2 + 138,8 = 330 \text{ м}.$$



Фиг. 76.

Та же задача может быть решена графическим интегрированием уравнения способом Липеца, для чего необходимо построить кривую $w_0 + b = f(v)$. Построение кривой производится следующим образом. По оси ординат (вверх) откладываем $w_0 + b$, а по оси абсцисс скорости V км/час.

Масштаб для тормозного сопротивления $W_0 + b$ принимаем в двух мм 1 кг, а для скорости V в двух мм 1 км/час.

Построенную кривую делим на интервалы скорости через 5 км/час (0,5; 5—10; 10—15 и 15—20 и т. д.) или другие интервалы, большие или меньшие; в пределах каждого интервала действующее на поезд тормозное сопротивление $W_0 + b$ принимаем за постоянную величину, которая определяется абсциссой средней точки каждого интервала (фиг. 76). Например, для интервала скорости от 0 до 5 км/час тормозное сопротивление будет измеряться абсциссой 1—2, для интервала скорости 5—10 абсциссой 3—4 и т. д.

Значение абсцисс будет соответствовать тормозящему сопротивлению при движении поезда по горизонтальному участку пути; при движении поезда по объему или спуску соответствующие абсциссы должны быть увеличены или уменьшены на число килограмм, равное числу тысячных долей данного подъема или спуска, что достигается сдвижением ординаты влево или вправо от начала координат. Для построения кривой торможения $V=f'(S)$ по спуску, равному 10‰ , сдвигаем координату на деление 10 кг и из этой точки, как начала координат проводим ряд лучей через точки, соответствующие средним абсциссам. На продолжении абсциссы OO' (вправо) произвольно выбираем точку O' и принимаем ее за начало координат для кривой $V=f(s)$. По ординате (вверх) откладываем скорости $V\text{ км/час}$. Абсциссу влево от точки O' принимаем за ось пути. Проведя из точки O' перпендикуляры к построенным лучам в пределах каждого интервала скорости, получим ломаную линию, которая будет соответствовать кривой торможения $v=f'(s)$. Абсциссы точки пересечения кривой с горизонтальной линией, соответствующей скорости $v=20\text{ км/час}$ определит расстояние в масштабе графика $S_T=4,6\text{ см}$, равное тормозному пути. Масштаб графика определится следующим образом.

При масштабе пути $m_s = \frac{\gamma m_v^2}{m_T} = 120 \cdot \frac{2^2}{2} = 240\text{ м}$ и отрезке s_T на чертеже равному 46 мм , величины тормозного пути s_T в м будет

$$s_T = \frac{1\,000 \cdot 46}{240} = 190\text{ м}.$$

Имея кривую $v=f(s)$ торможения, можно определить тормозной путь для любого значения скорости и любого подъема или спуска, или, наоборот, при заданном тормозном пути определяются скорости движения на данном участке.

Если в условии задачи задана скорость движения поезда, с которой он должен следовать по объему или спуску, и дана длина тормозного пути, на котором поезд должен остановиться, то в данном случае для выполнения заданных условий движения необходимо определить тормозной коэффициент ϑ всего поезда, а по нему найти соответствующее количество тормозных осей в поезде.

В этом случае задача решается подбором или графической терполяцией.

Задаются каким-либо подходящим значением тормозного коэффициента ϑ и находят скорость движения $v\text{ км/час}$ при данной длине тормозного пути. Если найденная скорость движения $v\text{ км/час}$ получается меньше или больше заданной условиями задачи, то увеличивают или уменьшают тормозной коэффициент ϑ и расчет повторяют.

Задача может быть решена также графически, для чего необходимо, задавшись значением ϑ , построить кривую сопротивления $w_0 + b$, являющуюся функцией скорости, и тормозную кривую по способу Липеца, отложить по оси пути заданную длину тормозного пути и поверить скорость движения.

Пример. Определить тормозной коэффициент ϑ поезда, состоящего из 15 порожних вагонов и мотовоза, движущегося по спуску

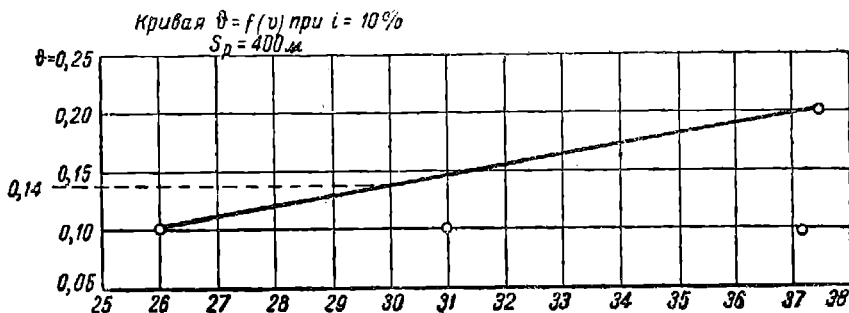
расчетного тормозного пути $s_p = 400$ м нужно вычесть путь подготовки к торможению

$$s_n = \frac{v \cdot t}{3,6}$$

$$s_t = s_p - s_n = 400 - \frac{25v}{3,6}$$

Вычитание для каждой скорости может быть произведено графически построением прямой линии cd , так как уравнение $s_t = 400 - 7v$ есть уравнение прямой линии. Пересечение прямой линии cd с тормозной кривой в точке k укажет на наибольшую допустимую скорость движения $v = 27$ км/час при значении тормозного коэффициента $\vartheta = 0,1$.

Полученная скорость $v = 26$ км/час менее требуемой условиями задачи $v = 30$ км/час, следовательно, принятое значение $\vartheta = 0,1$ мало. Полагая $\vartheta = 0,2$, строим новую кривую сопротивления $a'b'$ и по ней тормозную кривую AB' (табл. 75).



Фиг. 78.

ТАБЛИЦА 75

Значение тормозных сопротивлений при $\vartheta = 0,2$,

Скорость	$W_0 + b = 49,5 - 0,31$	$W_0 + b \pm i$ кг
0	49,50	39,50
5	47,95	37,95
10	46,40	36,40
15	44,85	34,85
20	43,30	33,30
25	41,70	31,70
30	40,20	30,20

Пересечение прямой cd с тормозной кривой в точке H' указывает на скорость $v = 37,5$ км/час.

Полученная скорость несколько больше требуемой, поэтому принятое значение для $\vartheta = 0,2$ велико. Имея несколько значений скорости при различных значениях, строим кривую зависимости $\vartheta = \varphi v$ и по ней определяем значение ϑ , соответствующее заданной скорости v км/час (фиг. 78).

УДМУ
(ДИТ)

При $\delta = 0,14$ требуемое число n тормозных осей в поезде определится из выражения:

$$\delta = \frac{\sum x}{q_m \sum q_b} = \frac{\sum \cdot \Pi \cdot \delta}{q_m \sum q_b} = \frac{n \frac{7,2}{2} \cdot 0,6 + \frac{20}{2} \cdot 0,6}{20 + 7,2 \cdot 15} = 0,14;$$

$$0,14 = \frac{n \frac{1}{2} (7,2 + 20) 0,6}{20 + 7,2 \cdot 15} = \frac{7,16 n}{128},$$

откуда

$$n = \frac{128 \cdot 0,14}{7,16} \approx 3 \text{ оси без осей мотовоза.}$$

В этом выражении $\frac{7,2}{2}$ есть тара, приходящаяся на одну ось, $\delta = 0,6$ — коэффициент нажатия колодок для вагонов и мотовоза, $20 m$ — вес мотовоза, а 15 — число товарных порожних вагонов в поезде.

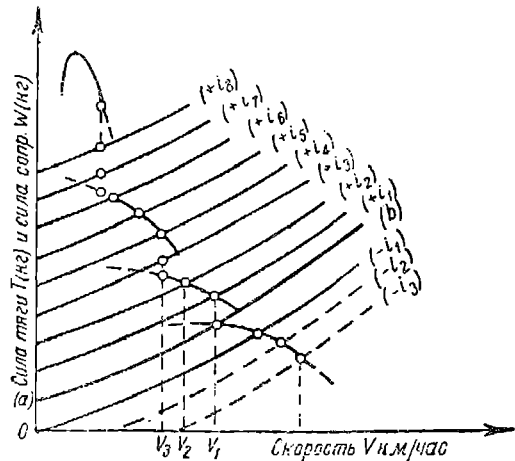
5. Графоаналитический способ определения времени хода по перегону

(Способ установившихся скоростей)

При движении неотвественных поездов на второстепенных линиях определение времени хода по перегону производят графоаналитическим методом. Этот метод основан на предположении, что на каждом участке пути поезд движется равномерно со скоростью, соответствующей данному подъему, определяемому из условий равенства силы тяги и сопротивления.

Для решения этой задачи строят (фиг. 79) тяговую характеристику двигателя и кривые сопротивления, откладывая по оси абсцисс скорости V км/час, а по оси ординат сопротивление ΣW и силу тяги F в кг. Точки пересечения кривых сопротивлений и кривой силы тяги будут соответствовать равенству

$$\Sigma W = F,$$



Фиг. 79.

т. е. установившемуся равномерному движению для каждого уклона продольного профиля.

Абсциссы точек пересечения кривых укажут на скорости движения по соответствующим подъемам или спускам.

Из чертежа определяют скорость v на подъеме i .

Время хода состава t по уклону i_1 длиной l_1 со скоростью v_1 будет

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1}.$$

Время хода по перегону, состоящему из отдельных участков длиной $l_1-l_2-l_3$ с уклонами $i_1-i_2-i_3$ при соответствующих скоростях $v_1-v_2-v_3$ будет найдено как сумма времен

$$\sum t = \frac{l_1}{v_1} + \frac{l_2}{v_2} + \frac{l_3}{v_3} \dots = \sum \frac{l}{v}.$$

Полученное время будет отличаться от действительного на некоторую величину, так как при переходе с одного участка профиля на другой равномерная скорость устанавливается не сразу, а постепенно. Благодаря этому значение времени t , полученное выше для отдельных участков профиля, будет отличаться от действительного времени на величину $\Delta t = t' - t$; эта разность будет иметь для различных участков пути не только различную величину, но и разные знаки, и при исчислении времени безостановочного пробега по всему пути с достаточной для практики точностью может быть взята Σt , а не $\Sigma t'$.

Для учета времени на разгон при отправлении со станции и на торможение при подходе к станции вводят поправки. Полное время хода по перегону будет равно

$$T = \sum t + t' + t''.$$

На практике для товарных поездов t' (разгон) и t'' (замедление) берут 2 мин. При подходе к определенному месту прибавляют еще 1 мин. на замедление. Зимой потребное на разгон время должно быть увеличено до 3 мин.

Данные, полученные из чертежа, для удобства вычислений располагают в таблице нижеприведенной формы.

ТАБЛИЦА 76

Для подсчета времени хода по перегону данного профиля

Пункты остановки	Длина элемента профиля l	Приведенный подъем i	Скорость км/час v	Время $t = \frac{l}{v}$	Поправки	Полное время	Примечание

6. Определение расхода горючего

Величина удельного расхода горючего, т. е. расхода на 1 л. с. в единицу времени при работе мотовоза, зависит от числа оборотов коленчатого вала n и от мощности, развиваемой двигателем.

УДБ
(ДПТ)

Обозначая через z расход на 1 л. с., можно написать, что расход горючего является функцией мощности и числа оборотов вала:

$$z = f_1 (N \cdot n).$$

В свою очередь мощность мотовоза зависит от числа оборотов коленчатого вала и величины открытия дросселя a

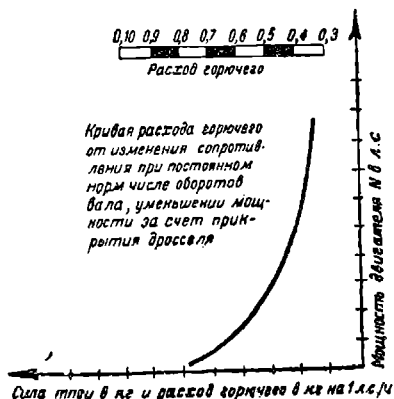
$$N = f_2 (a \cdot n).$$

Таким образом можно написать, что расход горючего является функцией двух величин:

$$z = f_3 (n \cdot a).$$



Фиг. 80.



Фиг. 81.

Опытом можно определить зависимость расхода z для разных значений a и построить кривые, соответствующие кривым мощности.

Обычно завод определяет одну кривую, отвечающую характеристике двигателя, т. е. определяет расход горючего в зависимости от изменения мощности при полном открытии дроссельного клапана (фиг. 80).

В обычных условиях работы мотовоза двигатель не всегда работает на полном газе. Поэтому при тяговых расчетах необходимо учитывать изменения удельного расхода горючего от изменения мощности двигателя при дросселировании его. Из выражения $z = f_1 (Nn)$ видно, что для различных неизменных оборотов n вала можно получить ряд кривых вида

$$z = f_4 (N)n - \text{const.}$$

Принимая во внимание, что, как переменной скоростей, так и дросселированием в практике стремятся поддержать нормальное число оборотов вала, что соответствует наиболее экономному расходу горючего, получают одну кривую, дающую зависимость расхода горючего с изменением нагрузки при условии сохранения нормального числа оборотов коленчатого вала. Для получения этой кривой производится торможение двигателя на испытательном станке таким образом, чтобы обороты коленчатого вала все время

оставались постоянными, а мощность двигателя уменьшалась за счет постепенного прикрытия дроссельного клапана (фиг. 81).

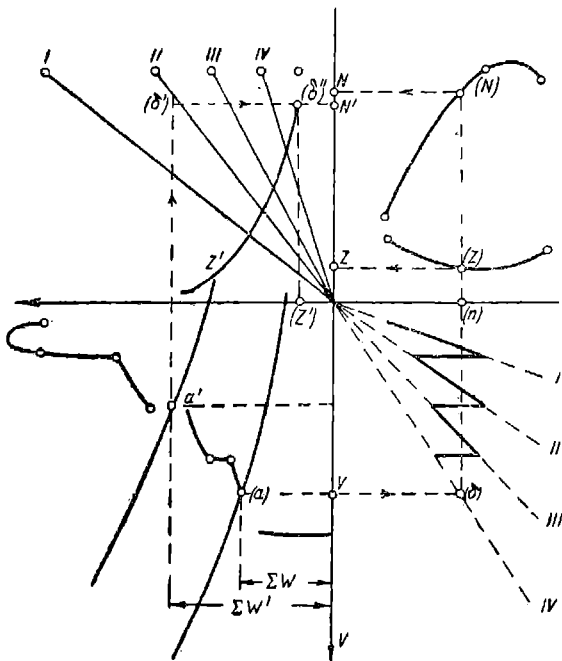
Имея три кривые, полученные опытным путем, именно: характеристику двигателя; кривую расхода горючего в зависимости от изменения мощности при помощи открытия дросселя; кривую расхода горючего при постоянном числе оборотов вала и изменении мощности двигателя при дросселировании его, строят характеристику передачи и тяговую характеристику двигателя, а также кривые сопротивления, располагая все кривые, как указано на фиг. 82.

В правом верхнем квадрате помещают характеристику двигателя и соответствующую ей кривую удельного расхода горючего.

На вертикальной оси откладывают вверх от начала координат O мощность N в л. с. и расход горючего z в кг на 1 л. с.

На горизонтальной оси вправо от начала координат наносят числа оборотов коленчатого вала. Вниз по вертикали откладывают скорости в км/час и влево от начала координат силу тяги кг.

В нижнем правом квадрате строят характеристику передачи, в левом нижнем квадрате — тяговую характеристику и кривые сопротивления движению. В левом верхнем квадрате для каж-



Фиг. 82.

дой из передач коробки скоростей строят кривую зависимости между силой тяги и мощностью N по формуле

$$F = \frac{70 \cdot N \cdot \eta}{v},$$

развиваемой двигателем при условии сохранения им благодаря дросселированию неизменных нормальных оборотов коленчатого вала, т. е. при постоянной неизменной скорости движения мотовоза, определяемой в свою очередь по формуле

$$v = \frac{n}{n_0} \cdot \frac{\pi D}{60}.$$

В формуле $F = \frac{270 N \eta}{v}$ значение η к. п. д. принимается как постоянная величина; в действительности η меняется в зависимости от изменения мощности N . Зависимость между η и N должна вы-

ражаться кривыми. Последние можно получить только опытом. Поскольку они получаются близкими к прямым, зависимостью η от N пренебрегают и ограничиваются построением прямой, проходящей через точки I, II, III, IV.

Пересечение тяговой характеристики с соответствующей кривой сопротивления для данного уклона профиля определяет точку, абсцисса которой равна ΣW , а ордината отвечает скорости v установившегося движения. Проводя из точки a горизонтальную линию до пересечения с лучом характеристики передачи движения δ и затем вертикальную прямую через точку δ до пересечения с осью абсцисс, определяют число оборотов коленчатого вала мотора n . Ординаты точек пересечения, продолженные вертикальной прямой с кривыми характеристики двигателя и удельного расхода горючего дадут значение развиваемой мотовозом мощности N и отвечающей этой мощности величины расхода горючего z .

Если бы точка пересечения кривой сопротивления и кривой силы тяги a' получилась на прямом участке кривой силы, это служило бы указанием на то, что работа мотовоза происходит не при полном открытии дросселя. Для определения из графика мощности N' и расхода горючего z' следует пользоваться левым верхним квадрантом, для чего проводят вертикальную линию через точку a' до пересечения с соответствующим лучом, характеризующим измерение мощности при неизменных нормальных оборотах коленчатого вала (точка δ' луча II). Горизонталь, проведенная через точку δ' , укажет мощность мотовоза N' , а абсцисса точки пересечения δ'' с кривой расхода горючего, при постоянном числе оборотов вала, дает значение удельного расхода горючего z' .

По получении из графика для каждого участка дороги значений $v_1 - N - n - z$ и z' вычисляют потребное для пробега время t при длине участка l_1 по формуле:

$$t_1 = \frac{l}{v_1} \text{ или } t_2 \frac{l_2}{v_2}$$

и отвечающий этому времени и работе двигателя расход горючего $Z_1 = Nz_1 t$. Вычисления располагают в приведенной табл. 77.

В действительности при переходе с одного участка на другой скорость устанавливается не сразу, а в течение некоторого промежутка времени. Время t будет отличаться от действительного времени t' на некоторую величину Δt .

Как указано было выше, для практических целей исчисление времени Σt получается достаточно точно.

Теоретический расход горючего также будет отличаться от истинного расхода; практически исчисленный расход обычно увеличивают на 3—5%.

7. Способы определения времени хода и расхода горючего

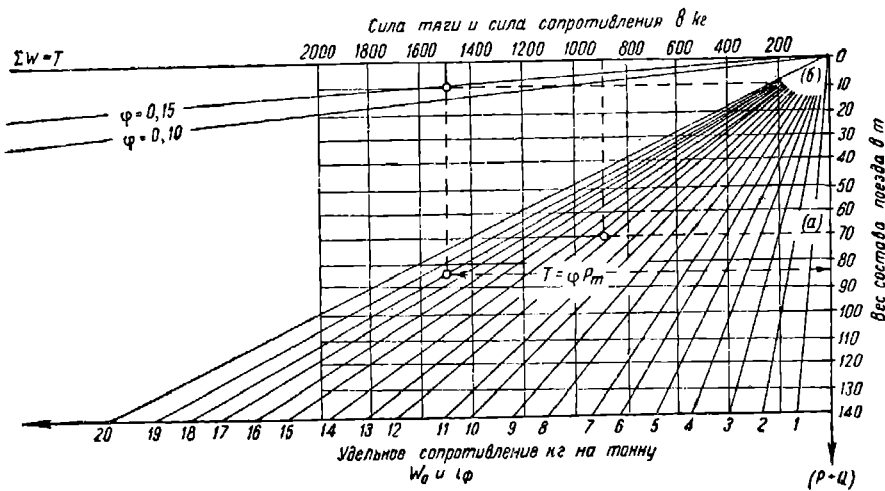
Скорость движения мотовоза при работе с полными составами, работающими на ширококолейных ж. д. линиях и на узкоколейных путях, редко превосходит 10 км/час и только с неполными составами достигают 30 км/час.

Исчисление времени пробега

длина участка в км (берутся по профилю дороги)	при уклоне i в тысячных долях	коэффициент сцепления φ	ступень передачи (берутся по графику)	скорость движения в км/час	время $t = \frac{l}{v}$ для каждого участка (вычисляется)

Итого время пробега $\Sigma t =$

Опыты по определению сопротивлений составов показали, что сопротивление при скоростях меньших 10 км/час уменьшается незначительно, почему сопротивление движению при меньшей скорости, чем 10 км/час, можно считать равным сопротивлению при 10 км.



Фиг. 83.

Кривые сопротивлений в этом случае обращаются в прямые линии, и построение упрощается. График для определения алгебраической суммы ΣW всех сопротивлений удобнее строить отдельно (фиг. 83).

Построение графика заключается в следующем.

На вертикальной оси откладывают вес состава $P+Q$ в т; влево по оси абсцисс — удельное сопротивление кг/т. Значения сопротивления откладывают в кг в том же масштабе, в каком на тяговом графике отложены значения силы тяги F .

Упрощенные методы решения тяговых задач, считая мощность двигателя постоянной

Для строительных веток и временно уложенных подъездных путей удельные сопротивления движению подвижного состава, коэффициенты сопротивления и сцепления при производстве тяговых расчетов принимаются округленно с запасом. При расчетах, не претендующих на особую точность, но достаточных для практических целей, возможно также приближенно принять мощность мотовоза за величину постоянную, т. е. предположить, что машина двигателя работает при определенном нормальном числе оборотов вала.

Отклонение от нормальной работы двигателя хотя и имеет место, но обычно происходит в течение короткого промежутка времени. В практике стремятся поддержать работу двигателя в нормальных условиях, так как при нормальных оборотах вала машина сохраняется от преждевременного износа и работа двигателя получается наиболее экономичной. Отклонение от нормальной работы и неточность учета работы двигателя поглотится неточностью принимаемых для расчета величин удельных сопротивлений и коэффициентов; допускаемое предположение постоянства мощности двигателя хотя и повлияет на конечный результат тяговых расчетов, но незначительно, в пределах точности, допускаемых в практике.

Кроме того в некоторых машинах устанавливаются регуляторы, которые регулируют число оборотов вала в минуту; колебание числа оборотов вала при существующих регуляторах не превосходит 60—68 об/мин; такая разность в числе оборотов не окажет существенного влияния на изменение мощности двигателя.

Для тяговых расчетов, учитывающих изменение мощности при работе двигателя, необходимо иметь кривые изменения мощности от числа оборотов вала (характеристика двигателя) и кривые удельных расходов горючего. Все эти кривые определяются для каждого двигателя отдельно в специальных лабораториях на специальных станках, которые не всегда возможно получить, так как не все двигатели прошли через испытания. Вот почему применение упрощенных способов для тяговых расчетов является необходимым.

Ниже описаны методы решения тяговых задач в предположении, что мощность машины не изменяется при работе двигателя.

1. Определение времени хода и расход горючего на перегоне данного профиля

Время, потребное для пробега всего перегона, определяется как сумма времени по каждому участку отдельно по формуле:

$$\sum t = \sum \frac{l}{v}.$$

Подставим вместо скорости v значение

$$\frac{270 N_{\text{э}} \eta}{F} = \frac{270 N_{\text{э}} \eta}{(P + Q) (\omega_0 \pm l)} = v$$

Тогда для первого участка профиля с уклоном i_1 будем иметь скорость: $v_1 = \frac{270 N_{э\eta}}{(P+Q)(\omega_0 \pm i_1)}$; для второго участка скорости $v_2 = \frac{270 N_{э\eta}}{(P+Q)(\omega_0 \pm i_2)}$ и т. д.

Соответственно время пробега по первому участку длиной l_1 будет:

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1} = \frac{l_1 (P+Q)(\omega_0 \pm i_1)}{270 N_{э\eta}},$$

для второго:

$$t_2 = \frac{l_2}{v_2} = \frac{l_2 (P+Q)(\omega_0 \pm i_2)}{270 N_{э\eta}}$$

и т. д.

Время, затраченное для пробега всего перегона, будет:

$$\sum t = \frac{l_1 (P+Q)(\omega_0 + i_1)}{270 N_{э\eta}} + \frac{l_2 (P+Q)(\omega_0 \pm i_2)}{270 N_{э\eta}} + \dots$$

$$\sum t = \sum \frac{l(P+Q)(\omega_0 + i)}{270 N_{э\eta}}.$$

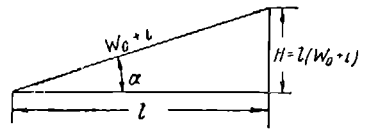
Вынося из-под знака \sum постоянные величины для данного мотовоза $\frac{P+Q}{270 N_{э\eta}}$ и обозначая этот постоянный член через ξ , будем иметь:

$$\sum t = \xi \sum l(\omega_0 + i),$$

где $\xi = \frac{P+Q}{270 N_{э\eta}}$ коэффициент, зависящий от веса мотовоза, веса состава поезда, мощности двигателя и его к. п. д.

Формула показывает, что время хода по перегону пропорционально весу состава, пройденному пути и сопротивлению и обратно пропорционально мощности двигателя и его к. п. д.

В последней формуле член $\sum l(\omega_0 + i)$ легко может быть определен графически по профилю как сумма высот для подъемов $0,001(\omega_0 + i)l$.



Фиг. 84.

Для горизонтальных площадок при $i=0$ получим фиктивный подъем равным $0,001 \omega_0$ и превышение $0,001 \omega_0 l$ (фиг. 84).

Для уклонов продольного профиля при $i < \omega_0$ фиктивные подъемы получаются из выражения $0,001(\omega_0 - i)$, а при $\omega_0 = i$ теоретически получается, что время $t = \xi l(\omega_0 - i) = 0$; иначе говоря, состав поезда должен в этом случае двигаться с бесконечно большой скоростью.

В практике скорость ограничивается с целью обеспечить безопасность движения, поэтому, приняв во внимание ограничение скорости, фиктивные подъемы $0,001(\omega_0 - i)$ могут быть определены из формулы

$$v = \frac{1}{\xi(\omega_0 - i)0,001} \text{ км/час.}$$

Если в формулу подставить вместо v наибольшую допустимую скорость, v_{\max} , то фиктивный подъем будет:

$$0,001(\omega_0 - i) = \frac{1}{\xi v_{\max}}.$$

НЕ
УДУНТ
(ДУНТ)
201

Следовательно, фиктивные подъемы для участков предельного профиля, в которых $0,001 (\omega_0 - i)$ менее $\frac{1}{\xi v_{\max}}$ должны быть проведены под углом, тангенс которого равен $\frac{1}{\xi v_{\max}}$. Построение делается, как указано на фиг. 85.

Для каждого участка продольного профиля с удельным сопротивлением $(\omega_0 + i)$ проводят последовательно фиктивный подъем под углом, тангенс которого равен $0,001 (\omega_0 + i)$. Для участков продольного профиля с удельным сопротивлением $i_y < \omega_0$ проводят последовательно фиктивные подъемы под углом, тангенс которого равен $0,001 (\omega_0 - i_y)$, если разность больше $\frac{1}{\xi v_{\max}}$.

Для уклонов продольного профиля, у которых $0,001 (\omega_0 - i_y)$ меньше $\frac{1}{\xi v_{\max}}$, и для всех уклонов с удельным сопротивлением $i_y > \omega_0$ фиктивные подъемы должны быть проведены под углом, тангенс которого равен $\frac{1}{\xi v_{\max}}$. Отрезок H вертикальной прямой, равной сумме превышений фиктивных подъемов $0,001 (\omega_0 + i_H)$, $0,001 (\omega_0 - i_y)$ и $\frac{1}{\xi v_{\max}}$, взятый в масштабе и умноженный на постоянный коэффициент $\xi = \frac{P+Q}{75 N_s \eta}$ м/сек или $\frac{P \cdot Q}{270 N_s \eta}$ км/час для данного мотовоза и данного состава поезда, даст время пробега по заданному перегону:

$$\sum t = \xi H m_b.$$

Построение можно сделать иначе, как указано на фиг. 86, а именно, проводя для каждого участка заданного профиля отдельно фиктивный подъем под углом, тангенс которого равен числу тысячных долей удельного сопротивления ω_0 и числу тысячных долей удельного сопротивления данного уклона и $\frac{1}{\xi v_{\max}}$.

Полученные превышения $H_1 - H_2 - H_3 \dots$ и т. д. от фиктивных подъемов суммируют и сумму умножают на ξ и вертикальный масштаб, в котором вычерчивали фиктивные подъемы.

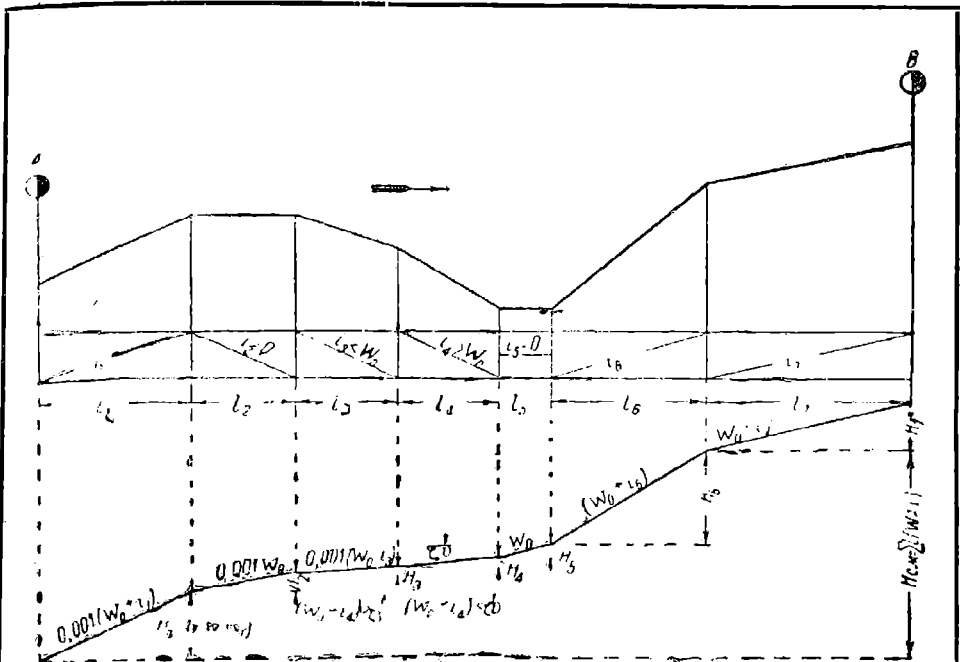
$$\sum t = (H_1 + H_2 + H_3 \dots) \xi \cdot m_b.$$

Если желательно длину отдельных участков продольного профиля измерять в m , скорость в $км/час$, вес состава поезда в t , мощность мотовоза в $л. с.$, превышение от фиктивных подъемов в $см$ и время, потребное для пробега в мин., то коэффициент ξ примет вид:

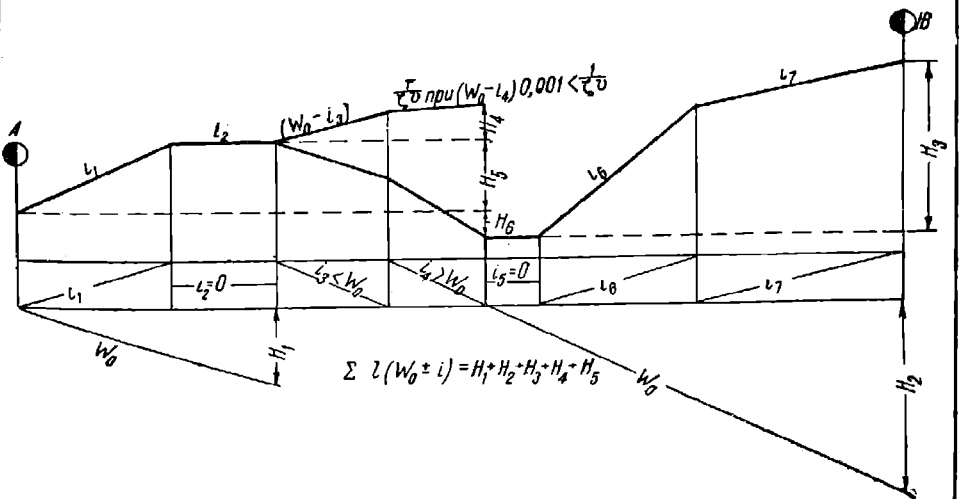
$$\xi = \frac{(P+Q) 60}{270 N_s \eta}.$$

Ниже приведена табл. 78 для значения коэффициента ξ' при весе состава поезда, равного $1 t$. При пользовании этим коэффициентом для получения времени хода в мин. сумму превышения фиктивных подъемов, взятых из чертежа в $см$, умножают на коэффициент ξ' , на

УДМУТ
(ДИТ)



Кривая времени года от А к В
 Фиг. 85.



$$\Sigma L(W_0 \pm l) = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5$$

Фиг. 86.

НБ
 УДНТ
 (ДИТ)

вес состава $(P + Q)$ в m и на вертикальный масштаб фиктивных подъемов m_0

$$t \text{ (в мин)} = H_1 + H_2 + H_3 \dots \xi' (P + Q) m_0.$$

ТАБЛИЦА 78.

К. п. д. η	Значения коэффициента $\xi' = \frac{1 \cdot 60}{270 \cdot N_3 \eta}$ при N_3 в л. с.			
	20	25	30	40
0,60	0,0185	0,0148	0,0123	0,0092
0,65	0,0171	0,0136	0,0114	0,0086
0,70	0,0160	0,0107	0,0106	0,0080
0,75	0,0148	0,0119	0,0099	0,0074
0,80	0,0139	0,0111	0,0093	0,0070
0,85	0,0131	0,0105	0,0087	0,0065
0,90	0,0124	0,0099	0,0082	0,0061
0,95	0,0117	0,0094	0,0078	0,0059

Расход горючего при работе мотовозов приближенно также может быть определен графическим путем.

Как было указано выше, расход горючего Z определяется по формуле:

$$Z = \sum z t N_3 \eta = \sum z \frac{l}{v} N_3 \eta,$$

где z — расход на 1 л. с./час, определяемый в зависимости от числа оборотов коленчатого вала,

v — скорость движения двигателя в км/час,

l — длина участка профиля дороги в км.

При постоянной мощности мотора и постоянном числе оборотов вала расход z будет постоянной величиной. Обыкновенно расход на 1 л. с./час изменяется в зависимости от числа оборотов вала для разных двигателей от 0,15 до 0,40 кг/час. Задавшись средним расходом z кг/час на 1 л. с. и подставляя в вышеприведенную формулу вместо скорости $v = \frac{270 N_3 \eta}{F}$, получим, что расход горючего равен:

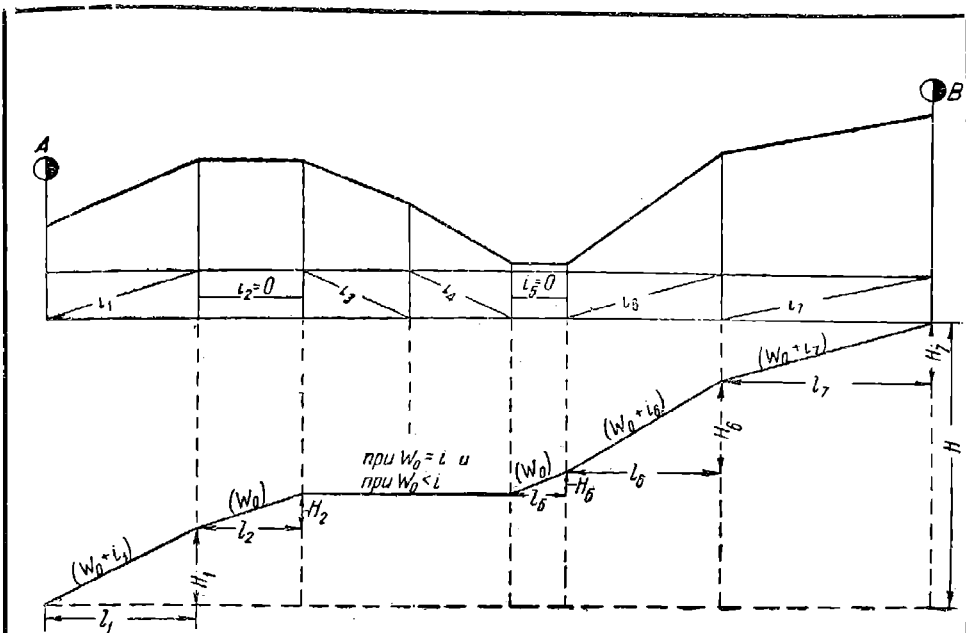
$$Z = \sum z l \frac{(P + Q) (\omega_0 \pm i)}{270 \eta};$$

вынося для данного мотовоза из-под знака суммы постоянные величины, получим расход горючего

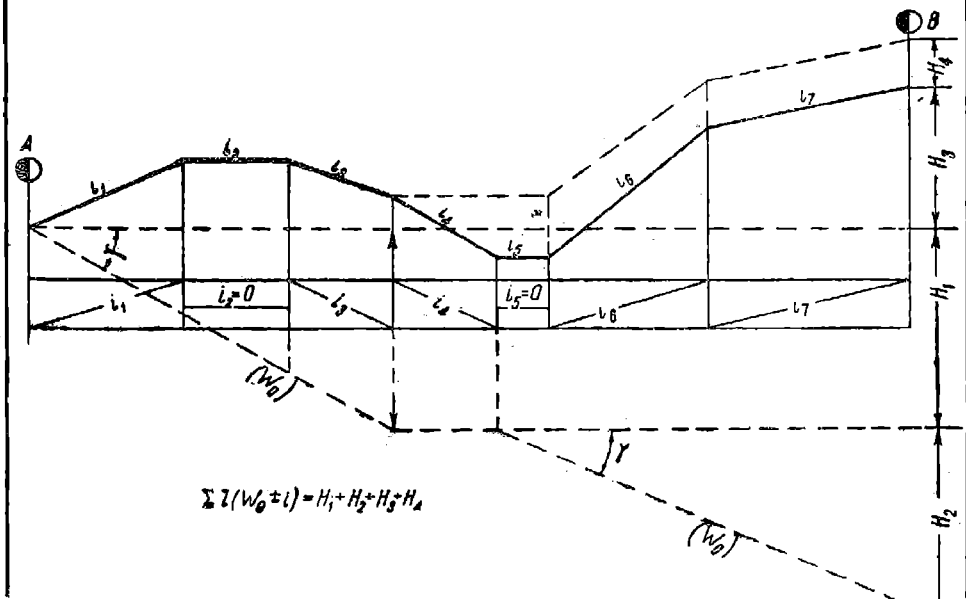
$$Z = z \frac{P + Q}{270 \eta \cdot N} \sum l (\omega_0 \pm i).$$

В этом выражении $\sum l (\omega_0 \pm i)$ может быть определен графически по профилю пути как сумма отдельных высот для каждого из участков профиля дороги длиной l с фиктивным подъемом 0,001 $(\omega_0 \pm i)$, соответствующим удельному сопротивлению на данном уклоне i продольного профиля (фиг. 87).

НБ
УДУНТ
(ДИТ)



Фиг. 87.



Фиг. 88.

НБ
 УДУНТ
 (ДИТ)
 205

Для горизонтальных участков при $i=0$ фиктивный подъем будет равен $0,001 w_0$.

Для уклонов, при которых основное удельное сопротивление равно удельному сопротивлению уклона $w_0 = i$, а также для уклонов при $i > w_0$ фиктивный уклон будет равен нулю, если двигатель на данных участках профиля не работает, движение происходит с выключенным мотором и расход горючего равен нулю, расходом же бензина при холостом ходе машины в данном случае пренебрегают.

Определив высоты фиктивных подъемов для каждого участка профиля, их суммируют и результат умножают на постоянный коэффициент (см. фиг. 87)

$$k = \frac{P+Q}{270 \cdot N \eta} z.$$

Если высоты были измерены по чертежу в *см*, то результат умножают на вертикальный масштаб фиктивных подъемов. Таким образом расход горючего на перегоне данного профиля выразится формулой:

$$Z = H \cdot k \cdot m_b \text{ кг,}$$

где H — высота фиктивных подъемов, взятая из чертежа в *см*;
 k — коэффициент, пропорциональный весу состава поезда, среднему расходу горючего в час на 1 л. с. мощности двигателя и его к. п. д.;
 m_b — вертикальный масштаб фиктивных подъемов.

Ниже приведена табл. 79 значений коэффициентов $k' = \frac{z \cdot 1000}{270 \eta}$ км/час и для состава поезда $(P+Q)$, равного 1 т.

Значение ΣH можно получить иначе, как указано на фиг. 88, определяя H для каждого участка продольного профиля отдельно, в зависимости от фиктивных подъемов $0,001 w_0$ и $0,001 i$. Полученные высоты суммируют и умножают на $k' (P+Q)$, N_s и m_b

$$Z = (H_1 + H_2 + H_3 \dots) k' \cdot (P+Q) N_s m_b.$$

Для облегчения подсчетов ниже приводится табл. 79, дающая значения k при среднем расходе горючего $z = 0,25$ кг на 1 л. с./час

ТАБЛИЦА 79

К. п. д.	Значения	К. п. д.	Значения
η		η	k'
0,50	1,85	0,70	1,32
0,60		0,75	1,24
0,65		0,80	1,16



НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Редактор *В. К. Запорожцу.*

Техн. редактор *Н. А. Кирсанова.*

Учетный № 2038. Изд. № 126. Индекс МС-35-5-3. Тираж 2 500. (ТКК-50). Сдано в набор 30/XII 1935 г. Подписано в печать 13/VIII 1936 г. Формат бумаги 62 × 94. Уч.-авт. лист. 12,75. Бум. лист. 6 $\frac{1}{2}$ + 1 вкл. Печати. зн. в бумажн. листе 101 000. Заказ № 2019. Уполном. Главл. № В-40334. Выход в свет ноябрь 1936 г.

3-я тип. ОНТИ им. Бухарина. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Авторские исправления

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
8	27 сверху	0—3—0	0—2—
8	28	0—2—0	0—3—0
64	12 снизу	$N_e = \frac{1000 N_{вф}}{v}$	$N_e = \frac{1000 N_{вф}}{v}$
66	8 сверху	— теплотворную	<i>H</i> — теплотворную
70	6 снизу	Шварцкопфа (фиг. 36)	фиг. 33
72	6 сверху	Виндгоф (фиг. 40)	фиг. 37
72	8 "	Хенслет (фиг. 50)	фиг. 48
72	14 снизу	Коппель (фиг. 57)	фиг. 55
	4 "	цепных колес	зубчатых колес
143	23 "	. . . — $P_M W_M \mp i_{ф} кг,$. . . — $P_M (W_M \pm i_{ф}) кг,$
143	12 "	$\frac{270 N_{вф} \eta}{v} = \psi P_M^{1000}$	$\frac{270 N_{вф} \eta}{v} = \psi P_M^{1000}$

НБ
 УДУНТ
 (ДИТ)

Цена 3 р., перепл. 60 к.

МС-35-5-3

Сканувала Шевченко О.Г.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)