С. Н. КОНЩИН

ТЕПЛОВОЗЫ

ОНТИ НКТП СССР
ГОСМАШМЕТИЗДАТ
1934

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ И АВТОРСКИЕ ИСПРАВЛЕНИЯ

Страница	Строка сверху	Строка снизу	Напечатано	Следует читать
9	Формула (1)		φ	φ_0
14	23		20^6	20
26	Фиг. 4		У кривых отсутствуют цифры, начиная с нижней: 1, 2, 3, 4	
29	8		$N_{e\,max}$	$N_{e_{max}}$, и
29	26		*1*	1^1
29		3	вертикально	горизонтально
34	Формула (24)		$\frac{\Theta_0+\Theta_1}{2}$	$\frac{\vartheta_0+\vartheta_1}{2}$
35	6		Θ_1	ϑ_1
48	Фиг. 28		Правая часть фигуры перевернута	
55	Фиг. 33		типа *1 — 2 — 1*	типа *1 — 3 — 1*
83		14	тяги *1*, рычага *7*	тяги *7*, рычага *8*
83		13	*11*	*9*
91	Фиг. 80		$p_e = f(o)$	$p_i = f(\sigma)$
96	Подпись под фиг. 92 начало первых строк		3 *1*	1 *3*
—				
98		2	муфтой *D*	муфтой *E*
98		1	валу *E*	валу *D*
99	16		муфта *D*	муфта *E*
102		1	$q_z\ q_k$	$q_z + q_c$
104		2	А. Н.	А. И.
106		24	$\frac{13850}{980}$ 14,15	$\frac{13850}{980} = 14,15$
109	Подпись под фиг. 115		*l* — цилиндрические	*f* — цилиндрические
110	Подпись под фиг. 116		*a* — насос, a_1 — турбина, *b* — ротор насоса, b_1 — ротор коробки	a_1 — насос, a_2 — турбина, b_1 — ротор насоса, b_2 — ротор турбины
111	25		(фиг. 117)	(фиг. 116 и 117)
121		1	ctr	стр.
121		2	FS	PS
133	Подпись к фиг. 139		Помещена неправильно по отношению к фигуре	
142	18		$U_{\min}$	$V_{\min}$
142	20		$U_{\min}$	$V_{\min}$
147	1 (Табл. XI)		2×500	1000
147	16 (Табл. XI)		$0 - 2_0 + 2_0 - 1$	$0 - 2_0 + 2_0 - 0$
156	22—29 (Табл. XII) гр. Щ^{эл} 1 и Э^{эл} 2		360 — 720 | 35 3000 — 1500 | 1100 400 | 1300 2 × 400 | 430 2 × 10,5 | 800 — | 19,5 | 1,0	360 — 720 | 35 3000 — 1500 | 1100 400 | 1300 2 × 400 | 430 2 × 10,5 | 800 — | 19,5 | 1,0
156	14—16 (Табл. XII) гр. О^{эл} 6 и О^{эм} 7		1300 | 700 126000 | 792000 30 | 20	1200 | 1200 120000 | 120000 40 | 40
158		7	кону —	корпу —

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Страница	Строка сверху	Строка снизу	Напечатано	Следует читать
162	Подпись под фиг. 178			
163		2 25	28,8	$Ц-$ 18,3
167	Фиг. 184		Неправильно поставлена: продольный вал должен быть поверн	в наклоннее положение
177	Фиг. 204		$(V_1 f_0)$; *Max f*	(V, t_0); *Max t*
179		11	$Э^{эл}$ 2	$Э^{эл}$ 5
181	7		проталкиваемого	просасываемого
181	Подпись к фиг. 211		$Э^{эк}$ 5	$Э^{эл}$ 5
187		5	$V = 34$	$V = 14$
212	Подпись к фиг. 253		$О^{эл}$ 1	$О^{эл}$ 7
221	Подпись к фиг. 263		$0-2_0-2+2_0-2$	$2-2_0+2_0-2$
221		2	$0-2_0-2+2-2_0-0$	$2-2_0+2_0-2$
222	4		$0-2_0-2-2_0-0_0$	$0-2_0-2-2_0-0$
225	Табл. XIV		Аргентина Тов.—пасс. $0-2_0-3-2_0-0$	Аргентина Тов.—пасс. $0-2_0-2-2_0-0$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

О. Н. КОНШИН

ТК
102638.
621134
К-65

ТЕПЛОВОЗЫ

27702
1990
ВНИИ ЖДТ 1967

ОНТИ НКТП
1 9 3 4
Госмашметиздат • Москва • Ленинград

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Редактор С. Н. КОРШИН. Техред Е. Н. СИМКИНА. Выпускающий Е. И. МАКСИМОВ.
Сдано в набор 26/VIII-33 г. Подписано к печати 28/I-34 г. Изд. № 252. Инд. МС—35—5(4)—3(2).
Тираж—5000 экз. (ткк № 136) Колич. печ. л. 14½. Колич. зн. в печ. л. 69.300. Формат бумаги 72×105/16. Уполн. Главлита — В-72745. Зак. 2311.

Типография изд-ва «Крестьянская газета», Москва, Сущевская, 21.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 4
1. Тепловоз в сравнении с паровозом и электровозом 5
2. Тепловоз в его основных частях 15
3. Размеры, вес и мощность двигателей для тепловозов . 18
4. Охлаждение двигателей 32
5. Тепловозы непосредственного действия . . 42
6. Тепловозы с переменной механической передачей 67
7. Тепловозы с гидравлической передачей 109
8. Тепловозы с газовой передачей 119
9. Тепловозы с электропередачей 146
10. Заключение . 227

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ

Двигатели внутреннего сгорания широко применяются на автономном подвижном составе всех видов транспорта, а за последние 10 лет внедряются и в область тяжелых локомотивов.

Таким тяжелым локомотивам с двигателями внутреннего сгорания или тепловозам и посвящается настоящая книга. В ней намеренно не затронуты легкие локомотивы с двигателями внутреннего сгорания или мотовозы, постройка которых, благодаря большей легкости их осуществления, началась гораздо раньше. Еще в 1894 г. Даймлером в Германии был построен мотовоз с бензиновым двигателем. Осуществление же тепловоза, несмотря на значительный срок существования локомотивов с двигателями внутреннего сгорания, оказалось делом значительно более сложным, и вопрос о конструкции тепловоза является и до сих пор еще окончательно неразрешенным.

В настоящей книге изложены отдельные попытки постройки тепловозов различных систем со стремлением дать это изложение отчасти в исторической последовательности, главным же образом в систематической форме перехода от одной системы к другой.

Таким образом в книге приведены примеры лишь построенных тепловозов и не рассматривается значительное количество проектов тепловозов существующих лишь в виде предложений.

Так как основой тепловоза является двигатель внутреннего сгорания, то ему поэтому и уделено в книге наибольшее внимание.

Надеясь, что книга найдет широкий отклик со стороны читателей, автор, не считая предлагаемый труд совершенным, обращается к читателям с просьбой обо всех замеченных упущениях в книге сообщать ему по адресу: Москва 2, Новоконюшенный пер., д. 14, кв. 2.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

1. ТЕПЛОВОЗ В СРАВНЕНИИ С ПАРОВОЗОМ И ЭЛЕКТРОВОЗОМ

Для того чтобы определить место тепловоза среди существующих в настоящее время видов локомотивов, — паровоза с одной стороны, и электровоза с другой, отметим прежде всего основные свойства паровоза, которые определили собой современное состояние и устройство железных дорог.

Стефенсоповский паровоз, которому в 1925 г. исполнилось сто лет с тех пор, как он начал механизировать наши средства сообщения, может быть как машина охарактеризован следующими присущими ему особенностями:

1. Он автономен, т. е. передвигается и ведет поезда при помощи собственной силовой установки.

2. Работает почти на всех видах топлива.

3. Для преобразования энергии топлива в движущую энергию машины нуждается в значительном количестве хорошей воды.

4. В качестве преобразователя и генератора энергии ему служит котел.

5. Свое движение получает от паровой машины.

6. Обладает эластичностью управления в пределах от минимума до максимума силы тяги.

7. Вследствие невозможности полностью уравновесить возвратно движущиеся массы частей, динамическое воздействие его на путь и мосты в два раза превышает его статическую нагрузку.

8. Его максимальное тяговое усилие определяется сцепным весом и коэфициентом сцепления, равным в среднем $^1/_5$.

9. Коэфициент полезного действия паровоза от топлива до обода движущих колес не превышает 7%.

10. Пределом мощности паровоза обычного типа является в настоящее время 8000 *л. с.* при системе Гарратa или Гольве.

11. На единицу мощности на ободе колес паровоз требует не меньше 100 *кг/л. с.* металла.

Остановимся на каждом из перечисленных пунктов в отдельности для того, чтобы решить вопрос, насколько ценны и существенны для локомотива вообще отмеченные качества паровоза и одновременно с этим отметим качества, присущие тепловозу, сравнив его при этом как с паровозом, так и с электровозом.

1. Автономность паровоза, иначе говоря, его независимость, заключается в том, что он вырабатывает необходимую для движения энергию непосредственно на самом себе. Для этой цели он везет с собой определенный запас топлива и воды. Наличие у него того и другого дает ему возможность свободно перемещаться по всей существующей сети одной и той же колеи. Запасов воды и топлива на паровозе хватает на пробег от 50 до 150 *км*, в зависимости от скорости движения, от вместимости баков и сорта топлива. Свободное перемещение паровоза по всей существующей сети ценно в том отношении, что любой участок сети может быть, в случае нужды, легко усилен без каких-либо затруднений тем или иным количеством паровозов для удовлетворения временных усиленных перевозок.

Тепловоз несет свою силовую установку в виде двигателя внутреннего сгорания так же, как и паровоз, на себе, и является поэтому локомотивом авто-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

номным. Сравнивая его в этом отношении с паровозом, необходимо отметить лишь его гораздо большую способность к свободному перемещению по сети нежели паровоза.

Такая способность тепловоза объясняется значительно меньшим расходованием им топлива и полной независимостью его от расхода воды, которая, главным образом, и сокращает радиус действия паровоза.

Весьма показательным является следующий подсчет, произведенный нами для паровоза серии Э и эквивалентного ему по мощности одного из наших тепловозов. Для пробега в 1500 *км* паровоз, для того чтобы не производить промежуточного набора воды и топлива, должен иметь при себе, кроме запасов на тендере, одну четырехосную 50-*т* цистерну нефти и 5 таких же цистерн с водой. Тепловоз же для совершения такого же пробега несет весь запас воды и топлива на себе.

В отличие от рассмотренной независимости к перемещению по существующей сети паровоза и тепловоза, электровоз, вследствие того что он питается энергией, подаваемой ему извне по проводам, автономным быть назван не может и является локомотивом централизованного питания, или говоря проще, локомотивом централизованным. Для перемещения его по существующей рельсовой сети необходимо оборудование последней электропроводами для подачи тока к его моторам. Естественно, что при определенной мощности электростанции, обслуживающей тот или другой участок сети, количество одновременно работающих на участке электровозов может быть также только вполне определенным, зависящим от мощности каждого из электровозов, и засылка на этот участок большего числа электровозов не увеличит провозоспособности линии. С другой стороны, устройство для обслуживания этого участка более мощной станции окажется невыгодным для того времени, когда этот участок будет нуждаться для перевозок в значительно меньшем по мощности количестве электровозов. Рассмотренные случаи говорят как будто не в пользу централизованного локомотива. Однако при значительном росте перевозок, когда густота движения достигает своего максимума для отдельных участков или линий, централизация источников энергии оказывается более выгодной, нежели использование ее на отдельных автономных локомотивах так же, как и всякое крупное хозяйство оказывается всегда более выгодным, нежели равная ему по величине сумма мелких хозяйств.

При этом надо иметь в виду, что изменение нагрузки электрифицированной линии значительно упрощается при питании линии от мощной районной станции, когда электрифицированная ж. д. является лишь частичным потребителем электроэнергии, и вследствие чего изменение в нагрузке железной дороги компенсируется нагрузкой других крупных потребителей электроэнергии данной районной станции. Такое перераспределение энергии электростанции допустимо несомненно лишь в течение более или менее длительных периодов или сезонов. В течение же суток потребление энергии железной дорогой может быть до известной степени поддержано правильным составлением графика движения поездов.

При решении вопроса, какому же из видов локомотивов: автономному или централизованному, надо отдать предпочтение, надо сказать, что централизованный локомотив является конечной формой локомотива при равномерном предельном насыщении сети ж. д. перевозками. В условиях же развития ж.-д. транспорта в СССР автономный локомотив надолго не утратит еще своего значения, так как рост нашей ж.-д. сети будет, повидимому, еще долго опережать густоту движения на ней.

2. Паровоз является таким двигателем, который преобразует в механическую энергию только энергию топлива. При этом в качестве топлива он потребляет как его твердые сорта (уголь, дрова, торф и угольную пыль), так и жидкие (нефтяные остатки или мазут). В условиях работы паровозов в СССР, где налицо имеются все перечисленные сорта топлива, паровоз легко приспосабливается ко всякому району в зависимости от его местных запасов топлива.

Наиболее же совершенным локомотивом в отношении использования не только топлива, но и других видов энергии, является электровоз, который с успехом

НБ УДУНТ (ДІІТ)

работает на гидравлической энергии рек и водопадов, а в будущем сможет использовать также и тепловую энергию солнца.

Тепловоз по этим показателям значительно уступает двум предыдущим локомотивам. Тепловоз, имеющий в качестве своего первичного двигателя, двигатель внутреннего сгорания, требует в настоящее время исключительно жидкого топлива. Основным сортом этого топлива для тепловозов является пока моторная нефть. В перспективе намечается отопление тепловозов мазутом и в виде проблемы пока остается отопление угольной пылью [1]. Таким образом в отношении использования различных видов энергии тепловоз значительно уступает двум другим видам локомотивов. Однако расход жидкого топлива для отопления паровозов на транспорте представляет значительную долю от общего расхода топлива, и хотя в процентном отношении постепенно и снижается, дойдя в настоящее время до 20%, в абсолютных же цифрах неуклонно растет, превышая в настоящее время 2 000 000 *т* за год. Расходование жидкого топлива паровозами приходится, главным образом, на сеть ж. д., проходящую по Юго-востоку нашего Союза. При этом дороги Средне-Азиатская, Закавказская, Северо-Кавказская и Самаро-Златоустовская отапливают почти 100% паровозов своего парка жидким топливом, так как при наличии местных природных нефтяных богатств, отопление паровозов нефтью оказывается более выгодным, нежели отопление привозным углем. При замене же паровозов на дорогах, расходующих жидкое топливо, тепловозами, общий расход его, вместо 2 000 000 *т* в год, может быть понижен до 500 000 *т*.

В конечном итоге, при решении вопроса о введении того или другого вида локомотива, приходится учитывать распределение запасов природной энергии в СССР и решать таким образом вопрос о том, какой из видов локомотивов может наиболее выгодно использовать местные запасы энергии.

3. То обстоятельство, что паровоз для преобразования энергии топлива в движущую энергию нуждается в значительном количестве хорошей воды (от 7 до 10 *кг/л.с.-час*), является несомненно его минусом, а в некоторых местностях создает и очень тяжелые для него условия работы. В частности, весь юго-восток Союза ССР характерен отсутствием хорошей воды для паровозных котлов. В некоторых местах ее приходится химически очищать, а в других и просто подавать путем длинных водопроводов или же непосредственной подвозкой в цистернах.

Тепловоз, у которого энергия топлива превращается в движущую, путем непосредственного сжигания топлива в цилиндрах двигателя, требует воду лишь для охлаждения двигателя и притом в количествах, измеряемых тысячными долями от расхода воды паровозами.

Необходимо, правда, отметить некоторые отклонения как для паровозов, так и для тепловозов в отношении указанного расхода ими воды. Дело в том, что в настоящее время ведутся уже опыты с паровозами, с котлами высокого давления и турбопаровозами, у которых расход пара благодаря применению его конденсации значительно понижается. В то же самое время существует и такая система тепловозов Китсон-Стилла, у которых в целях наибольшего использования теплотворной способности топлива, применена пародизельная установка. В этом случае расход тепловозом воды значительно повышается, не превышая однако десятой доли от расхода паровозом. Но это обстоятельство не уменьшает роли тепловоза в безводной местности, поскольку там может быть применен тепловоз с чисто дизельной установкой.

В отношении расхода воды в совершенно особых условиях находится электровоз, который на месте работы вовсе не требует ее. В месте же нахождения электроцентрали вода необходима. Если электростанция обслуживается паровой установкой, то от воды требуется пригодность ее для питания котлов. Если же электростанция гидравлическая, то от воды требуется только один ее напор. Возможность нахождения районной электростанции на значительном расстоянии

---

[1] К. С., Угольный двигатель внутреннего сгорания Р у п а, 1-й сборник «Локомотивостроение», 1931, стр. 87—93.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

от электрифицированной ж. д., благодаря высоковольтной линии передачи электроэнергии делает электровоз мало зависящим от воды.

4. Котел паровоза является его генератором энергии, благодаря которому имеется возможность привести в движение паровую машину под нагрузкой. Роль такого генератора энергии для электровоза играет контактный провод, несущий ему неограниченное количество энергии, не занимая вместе с тем, как котел на паровозе, места на самом электровозе. Нечто отличное в этом отношении представляет собой тепловоз, отдельные конструкции которого имеют свой генератор энергии. Большинство же тепловозных конструкций такого генератора энергии не имеет, и это представляет большее или меньшее затруднение для трогания тепловоза с места, если на нем установлен обычный двигатель Дизеля, не допускающий, как известно, пуска его в ход под нагрузкой. Разрешение в таком случае вопроса трогания тепловоза с места достигается путем применения вспомогательных машин или же специальных передаточных механизмов.

Котел паровоза является одной из наиболее хлопотливых и опасных его частей, которая, вследствие взрывов, причиняет чрезвычайно серьезные повреждения не только паровозу и обслуживающему его персоналу, но и окружающей обстановке. Во избежание взрывов котлы требуется периодически промывать, что создает простой паровозов около 1,5 дней в декаду. Кроме того, котел необходимо заблаговременно растапливать для приготовления к поезду, а на стоянках вести подогрев для поддержания пара. Все это делает котел скорее отрицательным фактором паровоза, нежели положительным.

Говорить о котельных установках паровых электроцентралей в данном случае не приходится, так как их конструкция и эксплоатация совершенно отличны от паровозных. Котельная установка на самих тепловозах и очень редко на электровозах может быть применена лишь для отопления их, и только на некоторых конструкциях тепловозов в качестве силовой установки. Таким образом на обоих видах этих локомотивов котельная установка не является безусловно необходимой.

5. Применение на паровозе в качестве рабочего двигателя паровой машины является главнейшей причиной низкого к. п. д. паровоза, так как отдача самой паровой машины, вследствие несовершенства ее рабочего процесса, не превышает 16%. Появление двигателя внутреннего сгорания с к. п. д. в два раза большим, нежели у паровой машины паровозного типа, привело к созданию тепловоза, обладающего таким образом более совершенным двигателем, нежели паровоз. На электровозе же машиной-двигателем являются электромоторы, отдача которых значительно выше отдачи паровой машины и двигателя внутреннего сгорания; она достигает здесь 95%.

6. Несмотря на низкий к. п. д. паровая машина обладает весьма ценным качеством, а именно чрезвычайной гибкостью управления, дающей возможность получить непрерывное изменение силы тяги и скорости в пределах от минимума до максимума их. Такая эластичность управления паровозом является его чрезвычайно ценным качеством в условиях работы по переменному профилю рельсового пути, когда машинисту все время приходится менять силу тяги паровоза за счет скорости и наоборот. К паровозу в этом отношении приближается электровоз, у которого однако электромоторы вносят серьезные ограничения при работе на минимальных и максимальных скоростях. В первом случае по нагреву моторов и во втором по предельной окружной скорости якорей. Что касается тепловоза, то надо сказать, что только отдельные его системы дают близкую к паровозной гибкость управления, другие же значительно ей уступают. В этом можно будет убедиться при дальнейшем рассмотрении отдельных систем.

7. Приведение паровозов в движение при помощи паровой машины и получающееся вследствие этого возвратно-поступательное движение масс наружнего механизма вызывает повышенное динамическое воздействие его движущих осей на путь. Это явление почти отсутствует у электровозов, и у тепловозов зависит от их системы, как это будет видно из дальнейшего, но не должно быть выше, чем у паровоза.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

8. Коэфициент сцепления у локомотивов выражается, как известно, через коэфициент трения между колесом и рельсом следующей формулой:

$$\psi_k = \frac{1-\zeta}{1+\mu}\varphi, \qquad (1)$$

где ψ_k — коэфициент сцепления,
φ_o — коэфициент трения между колесом и рельсом,
ζ — коэфициент неравномерности распределения нагрузки на оси локомотива и
μ — коэфициент неравномерности распределения касательных усилий на ободе движущих колес локомотива.

Вследствие того, что у паровоза распределение касательных усилий на ободе ведущего колеса не является равномерным, а уменьшается к мертвым точкам шатуна, коэфициент сцепления не является величиной постоянной и в среднем оказывается меньше коэфициента трения. Такое уменьшение коэфициента сцепления отсутствует у локомотивов с постоянным вращающим моментом, к которым надо отнести электровозы и некоторые типы тепловозов. Однако у электровозов и у тепловозов с электрической передачей при индивидуальном приводе осей, коэфициент сцепления понижается вследствие неравномерности нагрузки на их сцепные оси, так как эти оси при индивидуальном приводе не являются между собой спаренными [1].

9. Самым слабым местом паровоза является его отдача или к. п. д., который от средней величины в 7% при работе паровоза с поездами, падает до 2% при работе его на маневрах. В этом отношении значительно выше отдача электровоза, которую в среднем можно принять равной в настоящее время 14%, т. е. в два раза выше, чем у паровоза. Наиболее же эффективным из локомотивов оказывается тепловоз, отдача которого достигает 28% и выше, сокращая расход топлива по сравнению с паровозом, при работе в поездах — в 4 раза и на маневрах — почти в 10 раз.

Потери у отдельных видов локомотивов складываются из следующих цифр (в среднем, в процентах):

а) у паровоза: на котел — 20,
на машину — 65,
на передаточный механизм — 5,
на вспомогательное оборудование — 3.

б) у электровоза: на электростанцю и провода — 75,
на моторы и передачу — 8,
на вспомогательное оборудование — 3.

в) у тепловозов: на двигатель Дизеля и его обслуживание — 61,
на передаточный механизм — 8,
на вспомогательное оборудование — 3.

10. Пределы мощности паровоза ограничиваются, главным образом, его котлом, максимальный диаметр которого не должен превышать габарита подвижного состава ж. д. Длина же котла определяется жесткой базой паровоза с установленным количеством спаренных сцепных осей. Осуществление паровоза мощностью даже в 8000 *л. с.* сопряжено с чрезвычайно сложной его конструкцией [2]. Возможность применения для сцепных осей у электровозов и у тепловозов с электрической передачей индивидуального их привода значительно упрощает повышение мощности этих видов локомотивов. Однако ограничением для увеличения мощности тепловозов является отсутствие пока дизелей локомотивного типа соответственной мощности.

---

[1] Г. Линдер. Распределение и использование сцепного веса у электролокомотивов с индивидуальным приводом осей (перевод с немецкого) „Локомотивостроение", 4-й сборник. 1933 стр. 46—96.

[2] Метцельтин Э., Пределы мощности паровозов. 3-й сборник «Локомотивостроение», 1932 г. стр. 12—18.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

11. Наименьший вес всякого локомотива, у которого сила тяги осуществляется за счет силы сцепления колеса с рельсом, должен быть не меньше сцепного веса. Наименьшим порожним весом обладает тот паровоз, у которого отсутствует тендер и запасы воды и топлива распределяются на его сцепные оси. Но такой паровоз годен лишь для небольшого радиуса действия, т. е. для маневровой работы, так как его запасы воды и топлива весьма ограничены. Для поездной же службы, когда кроме обеспеченности водою и топливом, от паровоза требуется развитие наряду с значительной силой тяги также и скорости, паровоз снабжается не только тендером, но и поддерживающими осями для восприятия веса возрастающего при этом котла.

Сравнивая отдельные виды локомотивов между собой при одной и той же их мощности, легко убедиться, что наиболее тяжелым из них будет паровоз, наиболее легким электровоз и средним между ними тепловоз. Однако несмотря на то, что электровоз будет весить всех меньше, нельзя ограничиваться в данном случае подсчетом металла, идущего на постройку лишь самого электровоза. Контактный провод и мачты должны быть также учтены и вес их распределен на то число электровозов, которое будет работать, пользуясь этими мачтами и проводом. Применение же все более и более быстроходных дизелей для тепловозов влечет за собой и уменьшение веса тепловозов на единицу мощности. Поэтому можно считать, что в конечном итоге наиболее экономичным в отношении расхода металла будет тепловоз, если только не будет осуществлена передача энергии электровозам без проводов.

Произведя сравнение трех видов локомотивов, мы отметили их основные технические качества, которыми и приходится руководствоваться при выборе того или другого вида локомотива, в зависимости от тех требований, которые предъявляются условиями эксплоатации данной ж.-д. линии. Если же задаться целью установить, какой из видов локомотивов должен быть поставлен на первое в их ряду место, в зависимости от наибольшего числа его положительных сторон, то, отмечая по каждому из рассмотренных пунктов место отдельного локомотива, можно получить относительный оценочный коэфициент, который, конечно, лишь до известной степени, будет характеризовать место локомотива, занимаемое им в их общем ряду.

Такая сравнительная оценка произведена в табл. 1.

Таблица 1

Сравнительная оценка паровоза, тепловоза и электровоза

№№ по пор.	Оценочные факторы	Паровоз	Тепловоз	Электровоз
1	Автономность	2	1	3
2	Использование природных сил	2	3	1
3	Потребность в воде	3	2	1
4	Безопасность силовой установки	3	2	1
5	Совершенство машины двигателя	3	2	1
6	Эластичность управления	1	3	2
7	Динамичность воздействия на путь	3	2	1
8	Коэфициент сцепления	3	2	1
9	Коэфициент полезного действия	3	1	2
10	Предельная мощность	2	3	1
11	Потребность в металле на единицу мощности	3	1	2
	Средний оценочный коэфициент . .	2,55	2,00	1,45

Из этой таблицы ясно видно, что среди трех видов локомотивов паровоз занимает последнее место, в то время как электровозу принадлежит первое. Тепловоз находится между двумя этими видами локомотивов.

Такое положение сыграло несомненно решающую роль при вынесении 15/VI 1931 г. на пленуме ЦК ВКП(б) резолюции по докладу Народного комиссара

УДУНТ (ДІІТ) НБ

путей сообщения и содокладу Народного комиссара Рабоче-крестьянской инспекции о ж.-д. транспорте и его очередных задачах [1].

Считаем необходимым привести дословную выдержку из резолюции, поскольку она является в настоящее время руководящей для развития постройки тепловозов и электровозов.

Задачи реконструкции транспорта

1. Огромный рост перевозок за последние годы, перспективы дальнейшего значительного прироста грузооборота в результате бурного развертывания социалистического строительства ставят задачу коренной реконструкции ж.-д. транспорта.

Ускорение темпов этой реконструкции диктуется фактом резкого отставания материально-технической базы транспорта от потребностей народного хозяйства.

2. Одобряя постановление Политбюро от 25/V—1931 г. о реконструкции ж.-д. транспорта, пленум постановляет утвердить основные установки НКПС по реконструкции ж.-д. транспорта в направлении электрификации ж.-д., введения мощного подвижного состава (паровозов, электровозов и тепловозов), 50—60 *т* вагонов, автосцепки, автотормозов, автоблокировки, реконструкции верхнего строения пути, переоборудования тягового устройства, водоснабжения, связи, механизации погрузно-разгрузочных работ и т. п.

В соответствии с ростом грузооборота необходимо указанные элементы реконструкции вводить в первую очередь на наиболее загруженных направлениях.

3. Утвердить предложенное НКПС распределение эксплоатируемых ж.-д. линий по реконструкции пути в зависимости от грузонапряженности на три группы:

а) Реконструкцию линии первого типа, где допускаются паровозы с нагрузкой в 23 *т* на ось, провести в течение 1932—1933 г. на следующих направлениях: Кузнецк—Челябинск; Челябинск—Магнитная; Ясиноватая—Долгинцево; Ясиноватая—Енакиево—Макеевский район; Грозный—Армавир; Курган—Свердловск; Валуйки—Лиски—Балашов—Пенза; Вятка—Буй—Ленинград.

б) Реконструкцию линий второго типа, где допускаются паровозы типа $Э^{у}$, и с нагрузкой на ось 20 *т*, провести втечение 1932—1933 г. на линии Кинель—Оренбург—Казалинск—Урсатьевская.

в) К третьей группе отнести все остальные линии, усиление путевого хозяйства которых должно быть одной из главнейших задач технического их перевооружения.

Не позднее 2-месячного срока рассмотреть вопрос об усилении пропускной способности Мурманской ж.-д.

4. Признать, что ведущим звеном реконструкции ж.-д. транспорта в перспективе его развития является электрификация ж. д. За период 1932—33 г. электрификация должна быть проведена на линиях общим протяжением в 3690 *км*, из них под грузовое движение 3215 *км* по следующим направлениям:

1) Пермская ж. д.: Кизел—Чусовая—Калино; Чусовая—Нижн. Тагил; Нижн. Тагил—Свердловск; Магнитогорск—Карталы.

2) Томская ж. д.: Усяты—Белово—Полысаево; Топки—Кемерово; Усяты—Кузнецк; Топки—Кольчугино—Полысаево; Ангерка—Кемерово.

3) Екатерининская ж. д.: Долгинцево—Запорожье; Запорожье—Чаплино; Ясиноватая—Чаплино.

4) Южные ж. д.: Лиман—Основа, Дебальцево—Зверево.

5) Юго-Восточные ж. д.: Лихая—Сталинград.

6) М.-Курская ж. д.: Москва—Ожерелье—Волово.

7) Закавказские ж. д.: Сталинск—Зестафони; Навтлуг—Сталинск; Зестафони—Самтреди; Навтлуг—Акстафа.

Под пассажирское движение электрифицировать линии с наиболее густым пассажирским потоком общим протяжением в 475 *км*.

Пленум подчеркивает особое народно-хозяйственное значение электрификации ж.-д. и предлагает ВСНХ в полной мере обеспечить развертывание промышленности для выполнения этого плана.

5. Признавая необходимым введение на безводных линиях тепловозов, одобрить план перевода втечение 1932—1933 г. линий: Красноводск—Чарджуй, Сальск—Батайск, Сталинград—Тихорецкая на тепловозную тягу».

Приведенная выдержка из резолюции Пленума ЦК ВКП (б) с полной ясностью подчеркивает необходимость введения новых видов локомотивов в первую очередь в тех именно местах ж.-д. сети, где по энергетическим и экономическим соображениям они являются наиболее рентабельными. Для электровозов намечены участки работы с наибольшими грузовыми потоками, а для тепловозов — участки, пролегающие по местностям безводным или с водой, неудовлетворительной для питания паровозных котлов. Основным топливом для ж.-д. перевозок в этих местностях является в настоящее время жидкое топливо, расход которого, благодаря введению тепловозов, должен снизиться таким образом до минимума.

---

[1] Пленум Центрального комитета ВКП (б), «Правда» № 165 (4970) от 17/VI 1931 г.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На схематической карте, помещенной на стр. 13 указаны те линии, где в первую очередь должна быть введена электровозная и тепловозная тяга согласно вышеприведенного постановления партии и правительства.

Проводя сравнение тепловоза с паровозом и электровозом, мы касались, главным образом, технической оценки каждого локомотива, как машины-двигателя, не затрагивая вопроса об экономике перевозок при том или другом виде локомотива, который в таком случае необходимо рассматривать как орудие эксплоатации ж. д.

Критерием для такой абсолютной оценки локомотива служит себестоимость перевозок, которая определяется четырьмя следующими основными величинами: а) размерами капитальных затрат при введении того или другого локомотива, причем основной затратой в данном случае является стоимость самого локомотива; б) сроком службы локомотива; в) количеством исполненной им за год работы и г) величиной за то же время эксплоатационных расходов. Стоимость локомотива и срок его службы вместе с величиной социалистического накопления определяют ежегодные расходы по сделанным капитальным вложениям.

Сумма этих расходов и расходов эксплоатационных, будучи отнесена к величине измерителя работы локомотива, определяет стоимость единицы перевозок, выраженной в виде определенного количества поездо-*км* пробега или *т-км* работы.

В настоящее время, до известной степени бесспорно, мы можем оперировать лишь с цифрами стоимости перевозок при паровозной тяге. Для определения же стоимости перевозок при эксплоатации других видов локомотивов мы не имеем еще сведений ни о стоимости серийного тепловоза или электровоза, ни о сроках их службы в наших условиях, ни о величине измерителя их работы за год, ни, наконец, об эксплоатационных расходах при новых видах тяги в нормальных эксплоатационных, а не опытных условиях. Полное установление вышеперечисленных величин может быть сделано лишь после выполнения резолюции июньского пленума ЦК ВКП (б), приведенной нами выше, когда можно будет сравнивать реальные цифры по себестоимости перевозок при различных видах тяги.

В целях ориентировки при определении допустимой в том или другом случае стоимости локомотива, исходя из существующей себестоимости перевозок, можно пользоваться формулой, связывающей вышеперечисленные элементы, из которых себестоимость перевозок складывается.

Обозначая через:

K — стоимость локомотива в рублях,
S — срок его службы, выраженный числом лет,
p — величину годового процента социалистического накопления,
$Э$ — сумму эксплоатационных расходов за год в рублях,
R — величину исполненной локомотивом работы в 10^6 *т-км*, и
a — себестоимость перевозки 10^6 *т-км* в рублях,

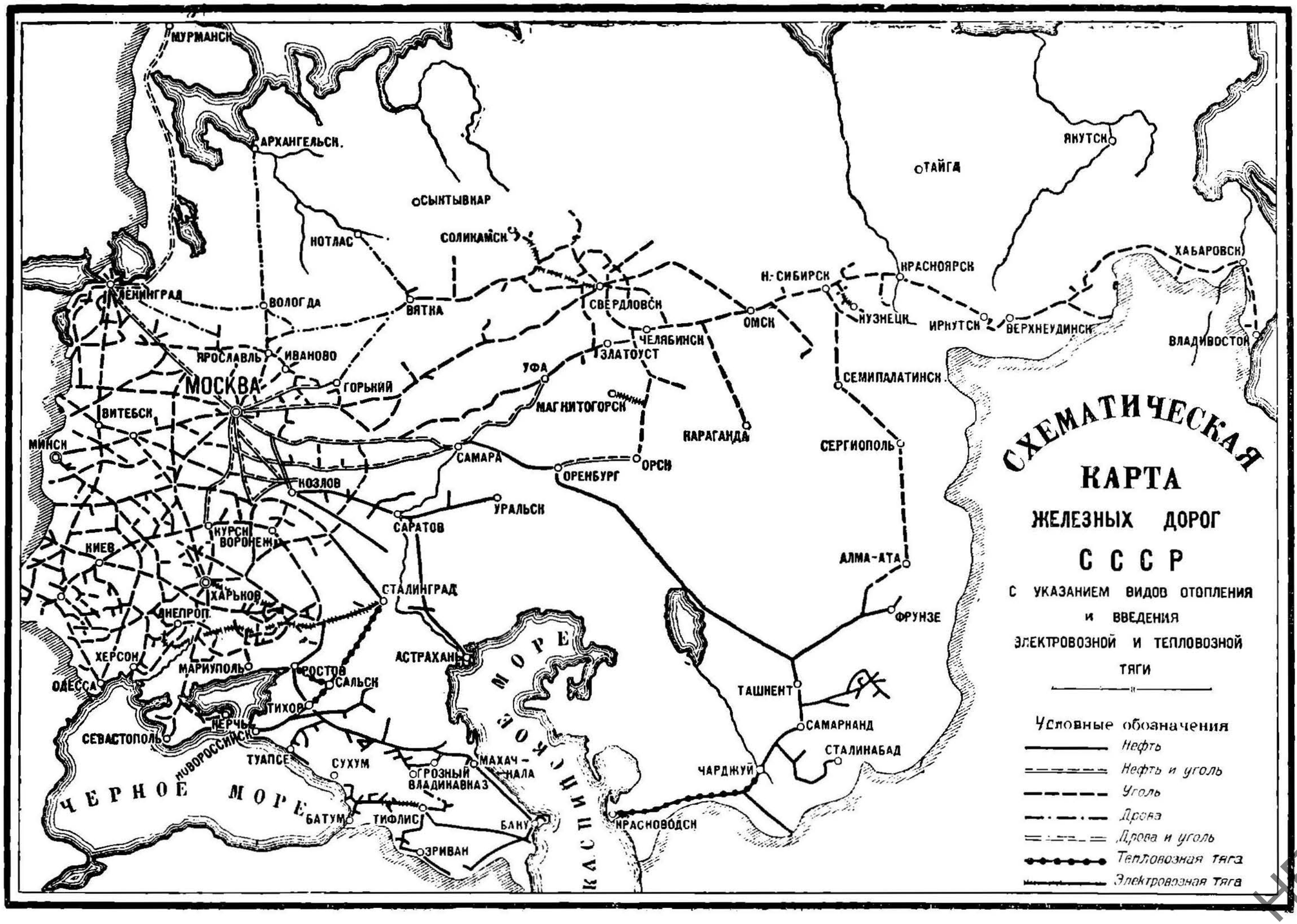
напишем формулу для определения величины a, т. е. себестоимости перевозки 10^6 *т-км*

$$a = \frac{\frac{K}{S} + \frac{Kp}{100} + Э}{R}$$

Пользуясь построенной для этой формулы номограммой, (см. вклейку между стр. 16 и 17) можно, если задаться рядом величин, как например a, S, p и R, установить связь между величинами $Э$ и K и, скользя по шкале II, определять их соответствующие друг другу значения.

Несомненно, что отправным пунктом при установлении допустимой стоимости нового вида локомотива должно служить существующее значение величины a, иначе говоря себестоимость перевозки при паровозной тяге. При этом, сравнивая тепловоз с паровозом, под суммой эксплоатационных расходов можно понимать лишь следующие статьи расхода:

НБ УДУНТ (ДІІТ)



СХЕМАТИЧЕСКАЯ КАРТА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ СССР

С УКАЗАНИЕМ ВИДОВ ОТОПЛЕНИЯ И ВВЕДЕНИЯ ЭЛЕКТРОВОЗНОЙ И ТЕПЛОВОЗНОЙ ТЯГИ

Условные обозначения

- Нефть
- Нефть и уголь
- Уголь
- Дрова
- Дрова и уголь
- Тепловозная тяга
- Электровозная тяга

НБ УДУНТ (ДІІТ)

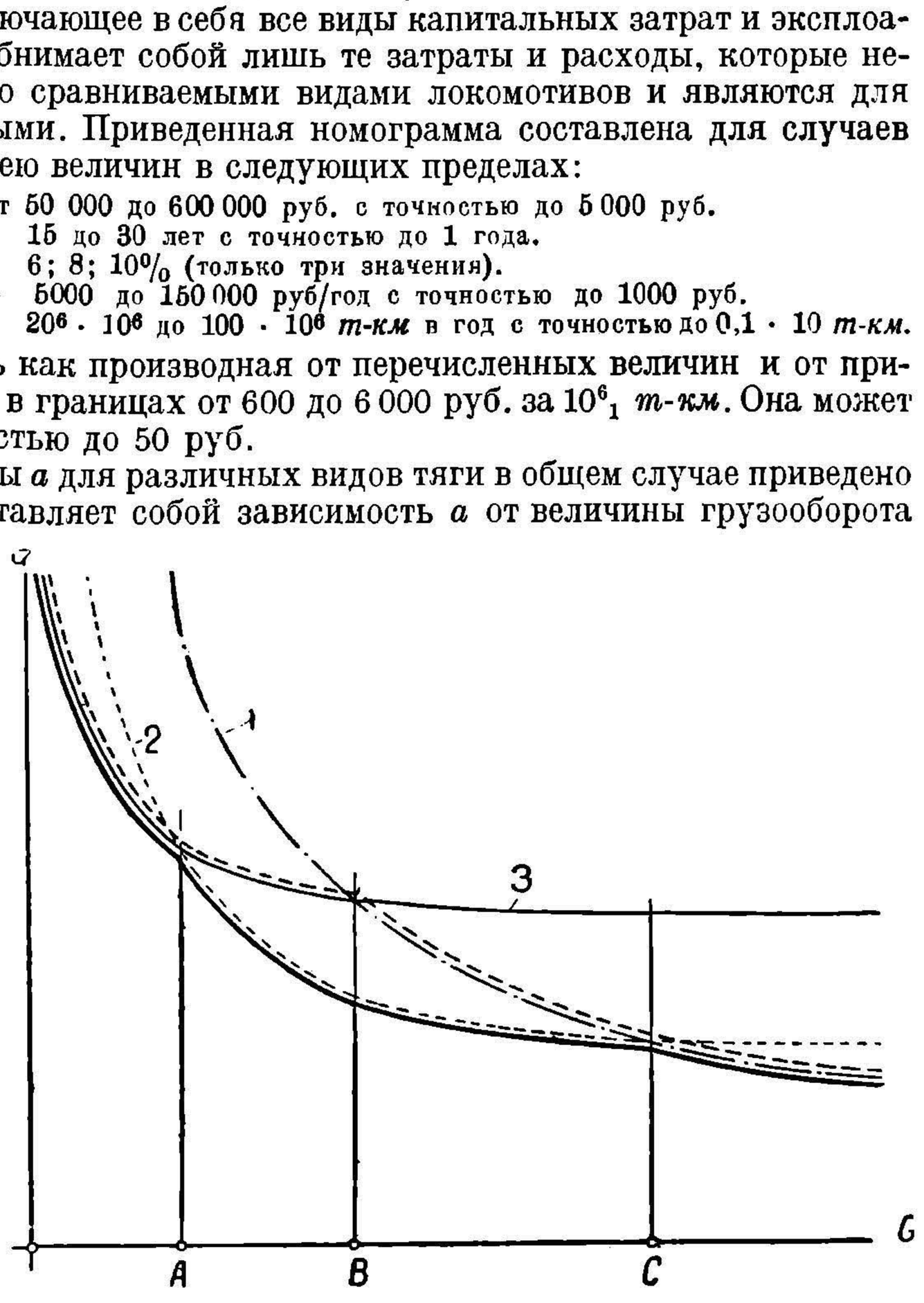
1) содержание бригад,
2) топливо,
3) смазка,
4) чистка и промывка,
5) освещение,
6) водоснабжение и
7) ремонт (текущий, случайный и периодический).

Все остальные эксплоатационные расходы. поскольку они будут как для паровоза, так и для тепловоза одинаковыми, в величину $Э$ могут не включаться. В том же случае, когда введение нового вида локомотива несет с собой изменение и других статей расхода, вроде, например, ремонта верхнего строения пути, то эти статьи могут быть включены в величину $Э$ для обоих сравниваемых локомотивов. Таким образом величина a не есть в данном случае абсолютное значение себестоимости перевозки, включающее в себя все виды капитальных затрат и эксплоатационных расходов, а обнимает собой лишь те затраты и расходы, которые непосредственно связаны со сравниваемыми видами локомотивов и являются для обоих локомотивов разными. Приведенная номограмма составлена для случаев колебания связываемых ею величин в следующих пределах:

Величины K от 50 000 до 600 000 руб. с точностью до 5 000 руб.
» S » 15 до 30 лет с точностью до 1 года.
» p » 6; 8; 10% (только три значения).
» $Э$ » 5000 до 150 000 руб/год с точностью до 1000 руб.
» R » $20^6 \cdot 10^6$ до $100 \cdot 10^6$ *т-км* в год с точностью до $0{,}1 \cdot 10$ *т-км*.

Величина a получилась как производная от перечисленных величин и от принятых для них пределов, в границах от 600 до 6 000 руб. за $10^6{}_1$ *т-км*. Она может быть определена с точностью до 50 руб.

Сопоставление величины a для различных видов тяги в общем случае приведено на фиг. 1*, которая представляет собой зависимость a от величины грузооборота дороги, отложенного по оси абсцисс диаграммы. Эта диаграмма показывает, что до тех пор, пока грузооборот пе превышает некоторой величины A, наименьшее значение величины a дает существующая паровая тяга; при возрастании грузооборота до величины C, наивыгоднейшей становится тяга тепловозная и лишь при достижении грузооборота значения C, наиболее выгодной становится тяга электрическая—централизованная. Однако соотношение между величинами A и C не является постоянным и в каждом отдельном случае требует своего подсчета. Грузооборот величиной B характеризует возможность перехода от паровозной тяги к электрической, если тяга тепловозная по тем или иным причинам исключается.



Фиг. 1. Сравнение себестоимости перевозок a при различных видах тяги: паровозной (3), тепловозной (2) и электровозной (1) в зависимости от величины грузооборота G.

* Special Number of the Technical Review Sulzer. 1933, № 1[13], стр. 2.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

2. ТЕПЛОВОЗ В ЕГО ОСНОВНЫХ ЧАСТЯХ

Тепловоз как движущаяся силовая установка имеет в качестве фундамента для этой установки раму, которая при помощи рессорного подвешивания покоится на нескольких осях, или же опирается непосредственно на тележки.

В последнем случае рессоры помещаются между осями и рамами тележек. Применение тележек для тепловозов встречается лишь у тепловозов с электропередачей при индивидуальном приводе их осей. Наличие тележек вызывает увеличение веса тепловоза по сравнению с жесткой рамой, но при длинной базе тепловоза они значительно облегчают вписывание тепловоза в кривые.

При дальнейшем описании отдельных систем тепловозов мы будем иметь возможность ознакомиться как с тем, так и с другим видом рамы и ходовых частей. В этом отношении тепловозы одних систем будут напоминать собой паровозы; тепловозы же других систем — электровозы. Осевая формула тепловозов имеет то же обозначение, что и для других видов локомотивов. Однако отсутствие в настоящее время различия в нашем обозначении электровозов с групповым и индивидуальным приводом осей заставляет нас последовать обозначению, введенному Институтом локомотивостроения (ВНИИЛ) [1], и при индивидуальном приводе осей цифру сцепных осей снабжать индексом *о*. Таким образом осевая формула тепловоза или, иначе говоря, его тип $2—5_0—1$ указывает, что тепловоз имеет 5 сцепных осей, с приводом каждой из них индивидуально. Все такие оси являются поэотому ведущими.

Установленная на раме тепловоза силовая установка представляет собой двигатель внутреннего сгорания. Укрепление его на раме, ввиду разнообразия форм установки двигателей на тепловозах, не может рассматриваться как почто определенное и в значительной мере зависит от системы тепловоза. На этом придется остановиться при рассмотрении отдельных систем тепловозов так же, как и на самом двигателе, конструкция которого не получила еще типовых форм для применения на тепловозах.

В качестве двигателя на тепловозы ставится в настоящее время почти исключительно двигатель Дизеля. Этот двигатель ставится в самых разнообразных конструкциях, как четырехтактный, так и двухтактный, как компрессорный, так и бескомпрессорный, как вертикального и V-образного, так и горизонтального типа.

Если не считать примененного для тепловоза единственного двигателя Стилла, то в отношении двигателя специального локомотивного типа вообще можно сказать, что он существует пока лишь в форме различных не только не осуществленных, но и не проведенных еще через лабораторные опыты, проектов.

Невозможность пуска в ход двигателя Дизеля под нагрузкой служит значительным препятствием для плавного трогания тепловоза с места. Для устранения этого препятствия тепловоз снабжается более или менее сложным дополнительным оборудованием. Сложность последнего зависит от системы передачи мощности двигателя движущим осям тепловоза.

Итак, кроме рамы, ходовых частей и двигателя — обязательной частью тепловоза с одной стороны является передаточное устройство от двигателя к движущим осям тепловоза и с другой — вспомогательное оборудование самого двигателя. В то время как последнее является функцией с одной сторопы двигателя и с другой — системы передаточного устройства, сама система передаточного устройства у тепловоза представляет собой настолько самостоятельную часть в нем, что по системе этого устройства создана даже классификация тепловозов.

Простейшим с конструктивной точки зрения передаточным устройством является постоянная механическая передача между коленчатым валом двигателя и движущими осями тепловоза. Такая передача может быть выполнена различными способами: 1) коленчатый вал двигателя может служить движущей осью тепловоза, 2) коленчатый вал двигателя может служить отбойным валом тепловоза,

---

[1] 3-й сборник «Локомотивостроение», 1932, стр. 33.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

играющим роль ведущей оси последнего; 3) коленчатый вал двигателя может приводить в движение отбойный вал тепловоза при помощи шатунной передачи и наконец; 4) коленчатый вал двигателя может приводить в движение отбойный вал тепловоза при помощи зубчатой передачи как цилиндрической, так и копической Во всех перечисленных случаях передаточное число ν между числом оборотов коленчатого вала двигателя n и движущих осей тепловоза n_k, равное

$$\nu = \frac{n}{n_k} = \frac{60\pi Dn}{1000\,V} = \frac{0{,}1884\,Dn}{V}, \qquad (2)$$

где D — диаметр колес тепловоза в *м* и
V — скорость тепловоза в *км/час*,
остается постоянным, причем в трех первых случаях оно равно единице и в четвертом может быть сделано больше единицы для того, чтобы снизить число оборотов колес тепловоза по сравнению с числом оборотов быстроходного двигателя.

Такое передаточное устройство получило уже достаточно распространенное название непосредственной передачи или непосредственного действия. Правильнее же именовать его постоянной механической передачей.

При такой передаче во всех вышеперечисленных комбинациях за исключением четвертого случая с конической зубчатой передачей, двигатель устанавливается на тепловозе таким образом, чтобы его коленчатый вал был перпендикулярен продольной оси тепловоза.

Постоянная механическая передача, при применении на тепловозах нормальных дизелей, позволяет, однако, как об этом подробнее будет сказано ниже, использовать наибольшую мощность двигателя только при наибольшей скорости тепловоза, отвечающей вследствие постоянного передаточного числа только наибольшему числу оборотов двигателя. Такое неудобство вызвало появление других систем передаточных устройств.

Непосредственным развитием постоянной механической передачи будет переменная механическая передача, основой конструкции которой является механическая коробка скоростей, помещаемая между валом двигателя и движущими осями тепловоза. Вал двигателя при этом соединяется с верхним поперечным валом коробки скоростей при помощи конических шестерен, а нижний поперечный вал коробки скоростей служит отбойным валом тепловоза. Двигатель в таком случае располагается коленчатым валом вдоль продольной оси тепловоза.

Кроме ступенчатой механической коробки скоростей может быть применено и такое механическое передаточное устройство, при котором передаточное число будет изменяться непрерывно[1].

Наряду с переменной механической передачей существует также и переменная гидравлическая передача, когда вал двигателя приводит в движение гидравлический насос, который в свою очередь приводит в движение гидравлическую турбину, насаженную на одну из движущих осей тепловоза, или на его отбойный вал.

Как и переменная механическая передача, гидравлическая передача также дает возможность осуществить как ступенчатое, так и непрерывное изменение передаточного числа. Вполне понятно, что непрерывное передаточное число дает возможность использовать максимальную мощность двигателя в самых широких пределах скорости тепловоза, почему и передача с непрерывным передаточным числом является наиболее совершенной.

Весьма близкой по принципу работы с гидравлической передачей является передача электрическая. При этой передаче вал двигателя вместо насоса приводит в движение динамо-машину, питающую в свою очередь вместо турбины один или несколько электромоторов; последние приводят в движение оси тепловоза при помощи цилиндрических зубчатых колес, из которых одно насажено на ось тепловоза или его отбойный вал, а другое укреплено на валу якоря мотора. Электриче-

[1] Передача Константинеску, описанная в Le Génis C vil, 1925 № 1, стр. 201.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ская передача обладает способностью изменять передаточное число непрерывно, и она в настоящее время приобрела на тепловозах наибольшее распространение.

Передачам гидравлической и электрической может быть противопоставлена передача газовая также с непрерывным изменением передаточного числа. Придавая в данном случае понятию газ самое широкое толкование, мы общим именем газовой передачи будем называть передачу воздушную, паровую, газовую и смешанную из них. При газовой передаче двигатель непосредственно или при помощи компрессора подготовляет одно из рабочих тел до необходимого сжатия, после чего это рабочее тело поступает в рабочую машину, подобную паровозной, и при помощи шатунного механизма приводит в движение оси тепловоза. Такой способ передачи именуется в литературе также и компрессорной передачей, поскольку одной из важнейших частей этой системы тепловоза является компрессор.

Кроме выше перечисленных систем передач, которые являются как бы основными, могут быть осуществлены и смешанные системы их, вроде гидромеханической и электромеханической.

Вообще говоря, за исключением тепловозов с электропередачей, которые в настоящее время стали приобретать почти столь же устойчивые формы, как и электровозы, все остальные системы тепловозов представляют собой не больше как опытные единицы, построенные для проверки того или другого сочетания из двигателя и движущих осей тепловоза, с расчетом, что путем опытной постройки будет рано или поздно создан жизненный вид тепловоза, который сможет полностью заменить паровоз.

Останавливаясь на вспомогательном оборудовании тепловозов, напомним, что оно, главным образом, является функцией с одной стороны двигателя и с другой—передачи.

Одним из наиболее существенных устройств, необходимых для двигателя и которое может быть отнесено к вспомогательному оборудованию, является холодильное устройство. Назначение его заключается в охлаждении воды и масла, охлаждающих в свою очередь цилиндры и поршни двигателя, а также и смазку как двигателя, так и некоторых передаточных механизмов.

Стремление использовать тепло, отдаваемое двигателем через стенки и крышки его цилиндров, ведет одновременно к тому, чтобы избавиться от устройства холодильников. Однако у большинства систем тепловозов такое устройство является настолько необходимым, что считается даже не вспомогательным оборудованием, а одной из основных частей тепловоза, которая способна влиять даже на пределы его тяговой характеристики.

По своему устройству холодильник тепловоза представляет собой такой агрегат, при прохождении через который вода или масло отдают ему определенное количество тепла и вновь возвращаются: вода или масло к охлаждаемым ими цилиндрам и поршням, а смазка—к местам подачи смазки у двигателя и у передаточного механизма. Таким образом вода, масло и смазка делают замкнутна круг. Их обращение по этому кругу происходит под действием специальнс установленных для этой цели насосов, которые приводятся в движение от главного двигателя или от специальных электромоторов. Для того чтобы вода и масло по выходе их из машины успели достаточно понизить свою температуру и при обратном возвращении к двигателю или к передаче не подходили бы с температурой возрастающей—действие холодильника должно быть достаточно значительным. Усиленная работа холодильника достигается путем пропуска с большой скоростью через него значительного количества воздуха. Необходимая скорость пропускаемого через холодильник воздуха достигается путем установки внутри холодильного устройства вентиляторов с большим числом оборотов. Приведение вентиляторных колес в движение достигается как от вала главного двигателя, так и при помощи специального электромотора.

Расположение холодильников на тепловозе производится таким образом, чтобы они при движении тепловоза использовали для охлаждения естественную струю воздуха, образующуюся при этом движении. Поэтому, если холодильник устанавливается на раме тепловоза, то установка его производится по возможно-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

сти с лобовой стороны тепловоза, и лишь при невозможности целиком расположить его в этом месте, часть его, в виде отдельных секций, устанавливается с боковых сторон тепловоза. Иногда же секции холодильника устанавливаются и по верху кузова тепловоза, снабжаясь также и здесь вентиляторами.

Следующее, не менее важное вспомогательное оборудование тепловозов, заключает в себе устройства и приборы, необходимые для трогания тепловозов с места. Это оборудование находится настолько в зависимости от системы передачи тепловоза, что некоторая часть его входит непосредственно как составная часть его передачи, другая же часть, хотя и представляет собой самостоятельные агрегаты и машины, но является настолько разнохарактерной для отдельных систем тепловозов, что ее также, как и первую, более целесообразно будет рассматривать при дальнейшем описании этих систем.

Вспомогательное оборудование, касающееся всех без исключения систем тепловозов, обнимает собой приборы по обслуживанию тепловозов: топливом, водой, смазкой, песком, освещением и воздухом. Последний необходим тепловозу не только для обслуживания двигателя внутреннего сгорания, но и для воздушного тормоза, а также звуковых сигналов. Ко всем последним перечисленным устройствам предъявляются следующие основные требования:

1. Достаточная емкость баков, резервуаров и батарей, которые должны отвечать условиям работы тепловозов.
2. Механизация подачи топлива, воды, смазки и песка.
3. Полная эксплоатационная надежность работы всех сетей и трубопроводов при различных условиях работы тепловоза.
4. Наглядный контроль исправной работы всех сетей и трубопроводов.
5. Легкий доступ к местам соединения сетей и трубопроводов в случае необходимости их осмотра.

3. РАЗМЕРЫ, ВЕС И МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ТЕПЛОВОЗОВ

Как уже было отмечено выше, в настоящее время, за отсутствием конструкций специальных локомотивных двигателей внутреннего сгорания, основным типом двигателей для тепловозов является дизель нормального типа, созданный из стационарного и получивший первоначальное распространение на подводных лодках.

Главным препятствием для установки двигателя нормального типа на раму локомотива являлись до последнего времени его объем и вес. Объем затруднял установку двигателя в железнодорожном габарите подвижного состава, а вес вызывал необходимость применять для локомотива слишком большое число осей, значительно превышавшее число необходимых ему сцепных осей с предельной нагрузкой, которая допускается по условиям устройства верхнего строения и искусственных сооружений ж. д.

Значительный объем и вес двигателей как стационарного, так и судового типа, объясняются применением сравнительно низкого числа оборотов у двигателей этих типов. Это становится понятным, если рассмотреть формулу эффективной мощности двигателя N_e. Она, как известно, имеет следующий вид:

$$N_e = \frac{\pi d^2 l p_e n m}{4 \cdot 75 \cdot 60} \cdot \frac{2}{c} = \frac{3{,}14}{9000} \cdot \frac{n}{c} \cdot m d^2 l p_e, \qquad (3)$$

где d — диаметр цилиндров в *см*,
l — ход поршня в *м*,
n — число оборотов в мин.,
m — число цилиндров,
p_e — эффективное давление в *кг/см²*,
c — число тактов работы двигателя и
$\frac{2}{c}$ — число рабочих ходов поршня за один оборот двигателя.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из этой формулы видно, что объем и вес двигателя рассматриваемой мощности N_e при одном и том же числе тактов работы определяется: числом цилиндров m и размерами цилиндров d и l. И для того, чтобы сделать объем и вес двигателя меньшим, надо уменьшить, по возможности, все три величины: m, d и l. Несомненно, что умепьшение их может быть произведено лишь за счет увеличения двух величин, входящих в выражение N_e, а именно: за счет эффективного давления p_e или же за счет числа оборотов n. В отношении величины p_e надо сказать, что она зависит от среднего индикаторного давления p_i, которое имеет свои пределы. Максимумом p_i и то только для четырехтактного двигателя при кратковременной его перегрузке является 9 *кг/см²*. Но и эта цифра при большом числе оборотов вызывает в частях цилиндра дизеля значительные термические напряжения, влекущие за собой сокращение службы двигателя. Нормальное же среднее индикаторное давление надо считать равным:

для четырехтактного двигателя

$$p_i = 7{,}5 \ кг/см^2 \ и$$

для двухтактного двигателя

$$p_i = 6{,}0 \ кг/см^2.$$

Соответственно этим цифрам нормальное эффективное давление для четырехтактных двигателей получается равным

$$p_e = 6{,}0 \ кг/см^2,$$

и для двухтактных двигателей

$$p_e = 4{,}5 \ кг/см^2.$$

Вопрос о повышении индикаторного давления путем наддува остается для тепловозных двигателей пока открытым, так как эта мера на тепловозах пока еще не проверена. О ней говорится ниже.

Таким образом для уменьшения объема и веса двигателя остается увеличение числа его оборотов n. В этом отношении интересно отметить сходство требований, предъявляемых к локомотивным двигателям с требованиями, предъявляемыми к двигателям для подводных лодок, где объем двигателя, за недостатком помещения, играет роль не менее существенную, чем на локомотиве. Не случайно поэтому на первые наши мощные тепловозы поставлены двигатели, выстроенные для подводных лодок, одного с 400 об/мин, (английского завода Виккерс) и другого с 450 об/мин (германского завода МАН[1]).

Что касается соотношения между собой величин m, d и l, определяющих габаритные размеры и вес двигателя, то в отношении них можно прежде всего сказать, что уменьшение числа цилиндров m, хотя и вызывает для сохранения той же мощности двигателя необходимость увеличения размеров цилиндров, но в целом ведет все же к уменьшению веса двигателя. Однако такое уменьшение числа цилиндров ограничивается определенным числом, которое вызывается необходимостью наилучшего уравновешивания сил инерции от возвратно движущихся масс, воздействующих на коренной вал двигателя. Наивыгоднейшим в данном случае числом цилиндров является шесть.

В формуле (3) для N_e число оборотов двигателя n намеренно связано с числом тактов работы двигателя c для того, чтобы показать разницу в мощности при одном и том же числе оборотов, но при разных принципах работы двигателя. При одном и том же числе оборотов и равенстве размеров, двухтактный двигатель, согласно формулы (3) и вышеуказанных значений для p_e развивает мощность N_e на 50% большую, нежели двигатель четырехтактный. Однако осуществление быстроходного двухтактного двигателя труднее и вот почему.

Принцип двухтактной работы требует, как известно, продувки цилиндров двигателя. При этом давление продувочного воздуха зависит от отношения

[1] Машиностроительный завод Аугсбург—Нюренберг, в Аугсбурге.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$\frac{d^2 ln}{dl} = dn,$$

так как количество воздуха, которое необходимо продуть через щели в единицу времени пропорционально величине $d^2\,ln$, а площади продувочных окон относятся как произведения dl. Приэтом мы принимаем, что длина продувочных окон представляет собой определенную часть от полного рабочего хода поршня. Чем больше произведение dn, называемое также коэфициентом продувки или продувочным числом, тем продувка становится затруднительней, и тем ниже получается мощность двигателя. Поэтому-то и труднее осуществить быстроходный и легкий двухтактный двигатель по сравнению с четырехтактным.

В табл. II приведены для сравнения несколько двигателей, установленных на тепловозах с указанием их размеров среднего эффективного давления и веса как полного, так и отнесенного к единице мощности. Этот последний вес мы будем именовать в дальнейшем удельным весом двигателя.

Таблица II

Сравнение размеров и веса дизелей.

Завод постройкп.	Число тактов c	Число цилиндров m	Размеры цилиндров		Число оборотов n	Средн. эффект. давление p_e в $кг/см^2$	Мощность N_e $л.с.$	Вес		Страницы книги, где описан двигатель
			d в $мм$	l в $мм$				Полный в $кг$	Удельный в $кг/л.с.$	
Виккерс .	4	10	368	381	400	5,7	1000	33000	33,0	155
МАН	4	6	450	420	450	6,0	1200	26000	21,8	73
Мак Интош и Сеймор	4	12	457	350	300	3,9	880	36200	41,2	217
Крупп .	4	6	381	381	500	6,9	1000	21320	21,3	218
Зульцер	4	8	310	380	650	5,0	825	12 00	15,0	192
Зульцер .	2	6	—	—	320	—	1000	3 000	39,0	—
Кнодсен .	2	12	248	343	450	4,5	1000	19867	19,9	218
Бирдмор . .	4	12	305	305	800	5,6	1330	12100	9,1	220
МАН . .	4	6	280	3 0	750	5,5	650	5500	8,5	201
Вестингауз . . .	4	6	2 9	305	800	6,0	400	3310	8,3	—
Ингджерсол-Рэнд	4	6	300	255	600	4,2	300	7710	25,7	214
МАН .	4	6	220	320	750	5,4	325	3800	11,7	

Из числа приведенных в таблице чатырехтактных двигателей мощностью в 1000 $л.с.$ и больше, наименьшим удельным весом обладает двигатель английского завода Бирдмор с $n=800$ об/мин. и наибольшим весом—двигатель также английского завода Виккерс $n=400$ об/мин. В последнем случае, при сравнении двигателя с близким к нему по числу оборотов двигателем МАН, приведенным вторым в таблице,—чрезвычайно показательным является также влияние на вес двигателя и соотношения между числом цилиндров и их размерами. Вес двигателя возрос оттого, что он скомпанован из сравнительно большего числа цилиндров (10) при сравнительно небольших для заданной мощности размерах цилиндров.

Наиболее легкий из приведенных в таблице мощный двигатель завода Бирдмор имеет рекордный вес в 9,1 $кг/л.с.$ В данном случае вес снижен не только путем увеличения числа оборотов до 800, но и за счет применения в конструкции его легких металлов. Поршни и крышки этого двигателя изготовлены из алюминия, а клапана и части движущего и распределительного механизмов—из высокосортной стали. Благодаря этому двигатель получился очень легким, несмотря даже на то, что мощность его распределена в большом сравнительно числе цилиндров (12). Из менее мощных двигателей наименьшим удельным весом обладает двигатель завода Вестингауз, который использовал опыт завода Бирдмор и довел вес до 8,3 $кг/л.с.$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Посмотрим, какую роль в общем весе тепловоза играет вес двигателя, рассмотренного нормального типа при расположении его вдоль продольной оси тепловоза и при наличии передачи, обеспечивающей достаточно полное использование наибольшей мощности двигателя при различных скоростях движения тепловоза. Принимая во внимание, что нормальный дизель не может быть приведен в рабочее состояние под нагрузкой, наличие указанной передачи наилучшим образом разрешает вопрос пуска двигателя в ход при трогании тепловоза с места. Расположение же двигателя вдоль продольной оси тепловоза не создает никаких затруднений в размещении цилиндров двигателя в пределах ширины существующего габарита подвижного состава.

При намеченной конструкции тепловоза распределение веса его должно быть произведено между тремя следующими его основными частями:

а) двигателем с его приборами,

б) передачей с ее принадлежностями и

в) экипажной частью со вспомогательным оборудованием.

Интересующий нас вопрос разберем на конкретном примере тепловоза, необходимость постройки которого вызывается в настоящее время реконструкцией транспорта.

Одно из основных требований, предъявляемых в настоящее время к товарному локомотиву, заключается в том, чтобы его сцепной вес для обеспечения необходимой силы тяги был не меньше 100 *m*; при допускаемой нагрузке в 20 *m* на ось указанный вес может быть распределен на 5 сцепных осей при одной жесткой раме. В целях допущения больших скоростей движения такого тепловоза желательно придание ему по обоим концам по одной бегунковой оси, нагрузку которых можно считать по 15 *m* на ось. Таким образом наименьший вес тепловоза получается в 130 *m* при осевой формуле его 1—5—1.

Определим теперь мощность двигателя, необходимую для реализации полного сцепного веса тепловоза в наиболее тяжелых условиях работы последнего, т. е. при развитии тепловозом наибольшей касательной мощности.

Основным правилом для локомотивной конструкции с точки зрения наивыгоднейшего использования ее веса является гармоничное сочетание сцепного веса локомотива с его мощностью, так как между обоими этими величинами существует строго определенная зависимость. Последняя вытекает из формулы мощности на ободе сцепных колес локомотива.

$$N_k = \frac{F_k V}{270}, \tag{4}$$

где

V — есть скорость в *км/час* и

F_k — сила тяги на ободе в *кг*,

которая, в свою очередь, связана следующей зависимостью со сцепным весом локомотива P_k, выраженного в *m*, через коэфициент сцепления колес с рельсами ψ_k

$$F_k = 1000\, P_k \psi_k.$$

Пользуясь формулой (5), перепишем формулу (4) следующим образом:

$$N_k = \frac{1000\, \psi_k P_k V}{270} \tag{6}$$

Коэфициент сцепления связан некоторой зависимостью со скоростью V и эта зависимость

$$\psi_k = f(V) \tag{7}$$

определяется для отдельных тивов локомотивов экспериментальным путем.

Для тепловозов, особенно с электрической передачей, может быть с успехом применена зависимость, явившаяся результатом опытов Вихерта и Мюллера с электровозами [1]. Эта зависимость по мнению автора может быть принята в виде следующей формулы:

---

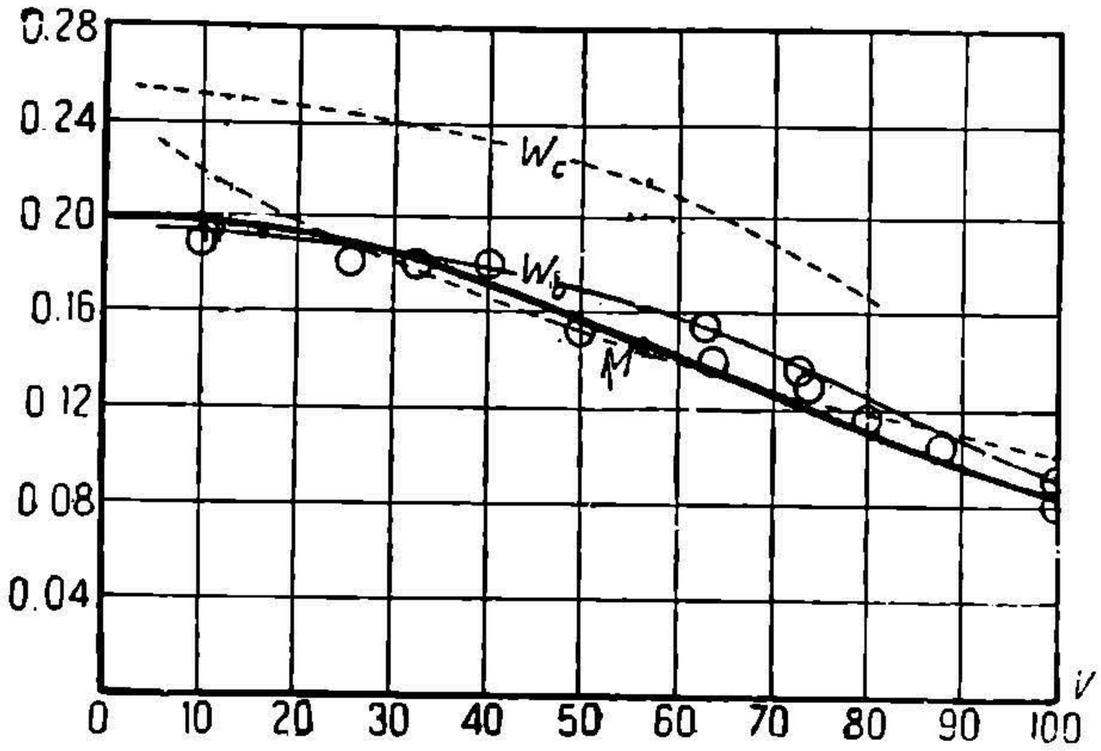
[1] Elektrische Bahnen. 1927. № 3, стр. 98.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$\psi_k = \frac{1}{5 + 0{,}0006\, V^2}. \qquad (8)$$

На фиг. 2 приведены результаты опытов Вихерта и Мюллера и зависимость ψ_k от V по формуле (8). Последняя показана жирной линией.

Наивыгоднейшее использование локомотива требует, чтобы полная мощность развивалась при максимальной силе тяги F_k и при допускаемой при этом мини-



Фиг. 2. Зависимость коэфициента сцепления ψ_k от скорости V на основании опытов Мюллера (M) и Вихерта: при средних условиях (W_c) и при совершенно сухих рельсах (W_b).

мальной скорости следования поезда $V_{\min}$ по руководящему подъему. Задаваясь поэтому определенным значением $V_{\min}$ и имея в виду ф-лу (6), получаем простую зависимость между N_k и P_k в виде

$$N_k = \alpha P_k, \qquad (9)$$

где

$$\alpha = \frac{1000\, \psi_k V_{\min}}{270} \qquad (10)$$

и представляет собой предельную мощность тепловоза на ободе, отнесенную к единице сцепного веса, или коэфициент касательной мощности от сцепного веса тепловоза.

На фиг. 3 приведена графическая зависимость

$$\alpha = f(V_{\min}),$$

построенная на основании формул (10 и (8).

Задаваясь наименьшей скоростью около 18 *км/час*, с которой тепловоз должен вести поезд в наиболее тяжелых для него условиях, т. е. по руководящему подъему, мы по диаграмме $\alpha = f(V_{\min})$ находим, что коэфициент α в таком случае должен быть равен 13 *л. с./т*. При сцепном же весе тепловоза в 100 *т* касательная мощность тепловоза N_k должна быть в таком случае равна 1300 *л. с.*

Для определения мощности двигателя на его валу нам необходимо знать потери, вызываемые передачей. В зависимости от рода передачи: переменной механической, гидравлической, электрической или газовой. Потери эти не являются для всех передач одинаковыми и составляют для механической передачи наименьшую величину около 7%[1] и для гидравлической—наибольшую величину

[1] Паспорт тепловоза Э-МХ-3. Сборники тепловозной комиссии, вып. № 3, стр. 102.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

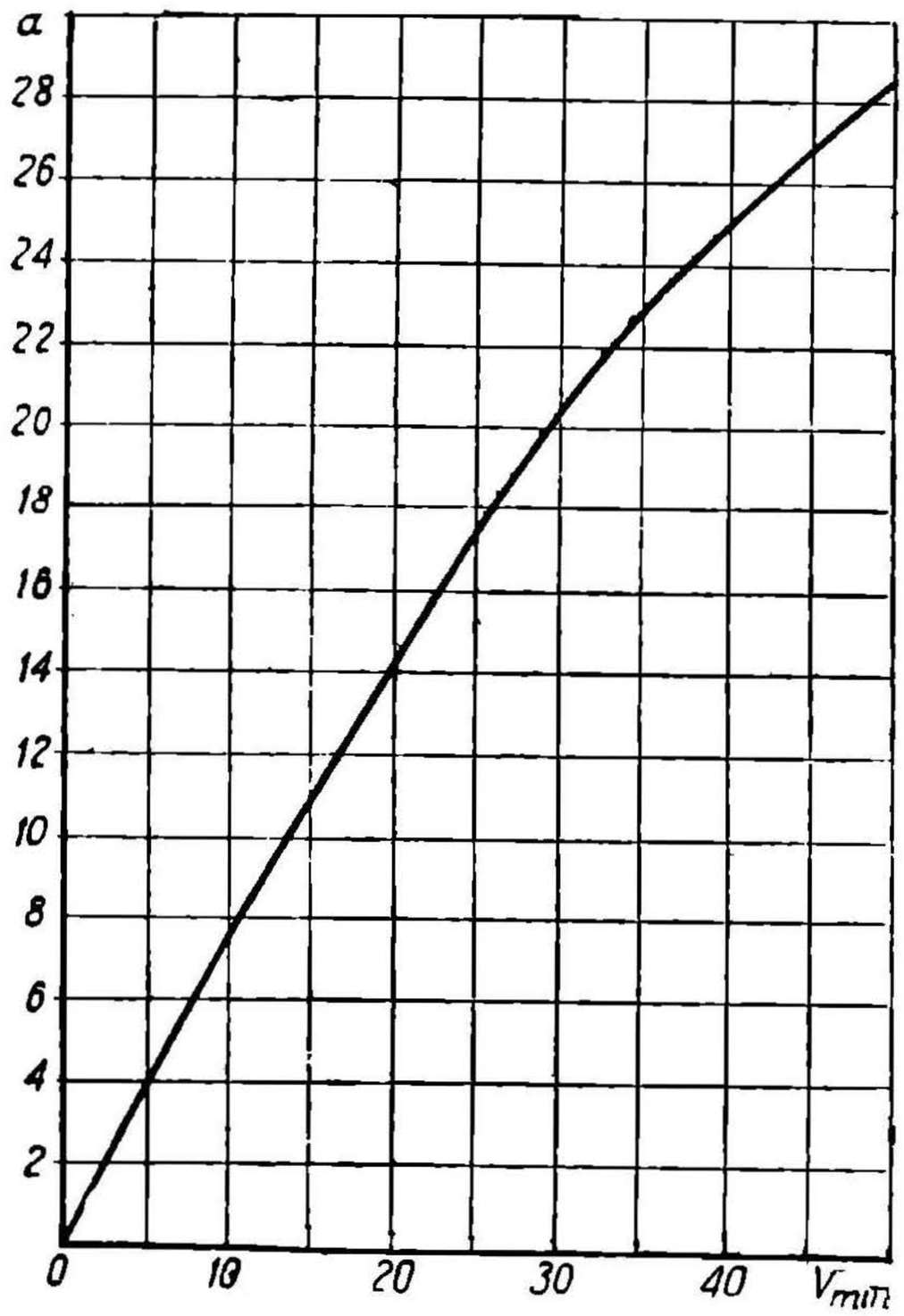
около 35%[2]. Между этими цифрами находятся потери при электрической передаче- около 15%[2] и при газовой передаче—около 25%[1].

Таким образом мощность двигателя на валу в зависимости от той или другой передачи выражается через касательную мощность в виде

$$N_e' = \frac{N_k}{0{,}93 \div 0{,}65} = (1{,}075 \quad 1{,}54)\, N_k \qquad (11)$$

и составляет для случая тепловоза с касательной мощностью в 1300 *л. с.*,

при механической передаче	1400	*л. с.*
электрической	1540	„
газовой	1720	„
гидравлической	2000	



Фиг. 3. Коэфициент касательной мощности от сцепного веса $\alpha = f\,(V_{min})$

Эти цифры мощности двигателя должны быть увеличены еще на некоторую величину, которая вызывается необходимостью по обслуживанию самого двигателя для охлаждения стенок и крышек его цилиндров, а также поршней. Как установлено опытом[3], расход на вентиляторы холодильника составляет около 7% от мощности двигателя и потому для реализации мощности двигателя в приведенных выше цифах, полная мощность его на валу должна выразиться через

$$N_e = \frac{N_e'}{0{,}93} = 1{,}154 \div 1{,}654\, N_k = 1500 \div 2150 \ л.\ с. \qquad (12)$$

---

[1] H. Nordmann. Über Diesellokomotiven unter besonderer Berücksichtigung der Versuchsergebnisse der Dieseldrucklokomotive der Deutschen Reichsbahn. Glasers Annalen. 1931, 1/XII № 1307 стр. 93—98.

[2] Паспорт тепловоза Э-ЭЛ-2. Сборники тепловозной комиссии. Вып. № 2, стр. 47.

[3] Паспорт тепловоза Э-МХ-3. Сборники Тепловозной комиссии. Вып. № 3, стр. 102—104.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Определив эти пределы, установим теперь зависимость между мощностью двигателя на валу и сцепным весом тепловоза, аналогичную зависимости (9). Новая зависимость получит следующее выражение.

$$N_e = \beta P_k \qquad (13)$$

В данном случае β является коэфициентом мощности двигателя на валу от сцепного веса тепловоза. Этот коэфициент больше коэфициента α во столько раз, во сколько мощность двигателя на валу N_e больше мощности тепловоза N_k на ободе его колес.

Величина β зависит от рода передачи, примененной для тепловоза, и равна:

для механической передачи	$1{,}154\,\alpha$
электрической	$1{,}270\,\alpha$
газовой	$1{,}440\,\alpha$
гидравлической	$1{,}654\,\alpha$

Так же как и коэфициент α, коэфициент β зависит следовательно от скорости V_{min}. На фиг. 4 (стр. 26) представлена зависимость

$$\beta = \varphi(V_{min})$$

для отдельных систем передач.

При общем весе тепловоза в 130 m около 75 m должно быть отнесено на его экипажную часть со вспомогательным оборудованием и запасами воды, топлива и смазки. В таком случае на двигатель и передачу с принадлежностями остается 55 m. Для того чтобы подойти теперь к цифре, которая определяет собой вес двигателя, необходимо знать вес передачи, которая должна обслуживать заданную мощность от 1400 *л. с.* при механической передаче и до 2000 *л. с.* при передаче гидравлической. Вес передачи определяется до известной степени весом, приходящимся на единицу передаваемой мощности. При этом вес этот зависит от рода передачи и наибольшим в настоящее время принимается для передачи электрической с индивидуальным приводом осей. Для мощности около 1540 *л. с.* вес электрической передачи, приходящейся на 1 *л. с*, составляет около 23 *кг* [1] и таким образом вся электрическая передача весит

$$1540 \cdot 23 = 35\,420 \ кг.$$

Двигатель же в таком случае мощностью в 1650 *л. с.* должен иметь не более

$$55 - 35{,}5 = 19{,}5 \ m.$$

Отсюда определяется удельный вес двигателя в

$$19500 \quad 1650 = 11{,}8 \ кг/л.\ с.$$

Судя по имеющимся уже примерам постройки двигателей, приведенным в таблице II (стр. 20), осуществить такой двигатель в настоящее время не представляется затруднительным.

Передача гидравлическая, при передаваемой ею мощности в 2000 *л. с.* дает по сообщению Зюберкрюба[2] вес на единицу мощности около 8 *кг/л. с.* и таким образом, полный вес имеет

$$2000 \cdot 8 = 16\,000 \ кг.$$

Двигатель в таком случае мощностью в 2150 *л. с.* не должен превышать веса в

$$55 - 16 = 39 \ m$$

и иметь удельный вес не свыше

$$39\,000 \quad 2150 = 19{,}5 \ кг/л.\ с.,$$

что также является вполне осуществимым.

---

[1] G. Lomonossoff. Diesellokomotiven. Berlin, 1929. стр. 173.

[2] М. Зюберкрюб, Тяговые передачи локомотивов. Москва. 1933. Стр. 178, фиг. 130.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наиболее легко осуществить двигатель при механической передаче, так как самая механическая передача по своему весу на единицу мощности находится между электрической и гидравлической передачами и весит при передаваемой мощности в 1400 *л. с.* около 14 *кг/л. с.* Полный вес ее в таком случае определяется в

$$1400 \cdot 14 = 19600 \ кг,$$

и для двигателя имеется возможность предоставить

$$55 - 19{,}6 = 35{,}4 \ т.$$

В такой вес совсем легко вписывается необходимый в данном случае двигатель мощностью в 1500 *л. с.*

В табл. III помещена сводка полученных расчетом сведений в отношении взятого для примера тепловоза при различных системах передачи.

Таблица III

Мощность и вес двигателя Дизеля для тепловоза 1—5—1 при различных системах передач

$P = 130 \ т$; $P_k = 100 \ т$; $V_{min} = 18$ *км/час*

Элементы подсчета	Единицы измерения	Передача			
		Механическая	Электрическая	Газовая	Гидравлическая
Мощность на ободе	*л. с.*	1300	1300	1300	1300
К. п. д. передачи		93	85	75	65
Мощность двигателя, передаваемая передачей	*л. с.*	1400	1540	1740	2000
Потери на охлаждение		7	7	7	7
Мощность двигателя на валу	*л. с.*	1500	1650	1870	2150
Относительная мощность двигателя на валу		100	110	125	143
Вес передачи на единицу мощности	*кг/лс*	14	23	15	8
передачи полный		19,6	35,5	26,1	16,0
экипажной части	*т*	75,0	75,0	75,0	75,0
двигателя полный		35,4	19,5	28,9	39,0
двигателя удельный	*кг/лс*	23,6	11,8	16,6	19,5

На основании изложенного можно убедиться, что создание тепловоза с двигателем в 2000 *л. с.* также не должно встретить затруднений как со стороны габарита, так и со стороны веса.

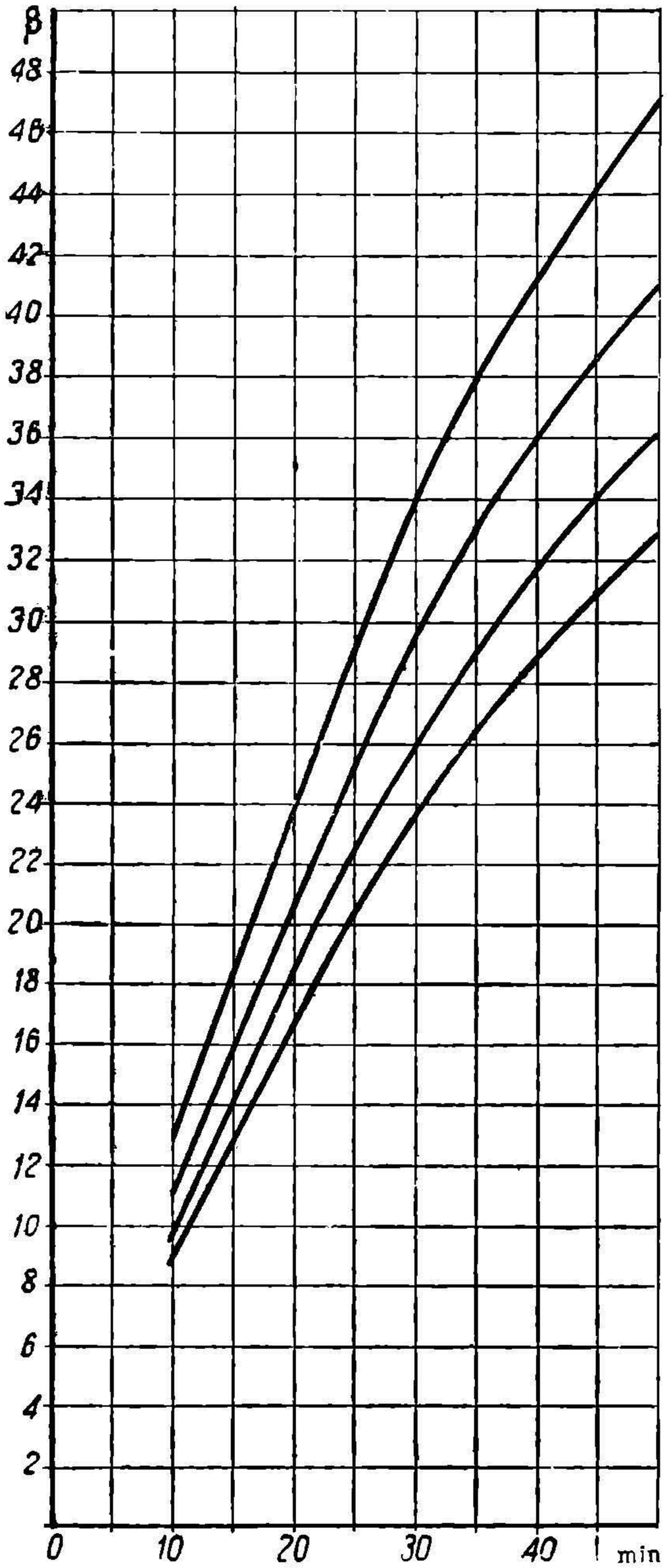
По сравнению с весом эквивалентного по мощности паровоза рассмотренный тепловоз будет весить значительно меньше, если принять во внимание, что у паровоза будут также поддерживающие и бегунковые оси и кроме того четырехосный тендер.

В Германии заводом МАН, по имеющимся сведениям, построен уже 10-цилиндровый двигатель мощностью 2700 *л. с.* при 450 об/мин, с размерами цилиндров 490×480 *мм* и весом 35 *т*. Удельный вес этого двигателя составляет таким образом 13 *кг/л. с.*

В СССР в постройке на заводе «Русский дизель» находится в настоящее время один цилиндр двухтактного двигателя двойного действия, мощностью в 300 *л*

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при 500 об/мин, с размерами цилиндра 360×420 *мм*, который должен будет весить несколько меньше приведенного германского двигателя. Также и в САСШ, судя по последним отчетным данным[1], ожидают выпуска двигателя для тепловозов мощностью в 2000 *л. с.* в одном агрегате.



Фиг. 4. Зависимость $\frac{N_e}{P_k} = \xi(V_{min})$ при различных системах передач: механической (1), электрической (2), газовой, (3) и гидравлической (4).

Наряду с мерами, направленными к уменьшению веса тепловозного двигателя, имеется стремление и к возможному упрощению его конструкции в целях наиболее простого ухода за ним и уменьшения расходов по его ремонту. Существенным шагом в этом направлении является переход от двигателя четырехтактного к двигателю двухтактному, но, как уже было отмечено выше, удачной быстроходной конструкции такого двигателя мощностью порядка 1000 *л. с.* пока еще нет. Приведенный в таблице II двигатель Кнодсона, хотя и имеет сравнительно легкую конструкцию, но, как оказалось при испытании его на тепловозе Болдуина, продувка двигателя осуществлялась плохо, двигатель коптил и не развивал необходимой мощности, давая всего лишь 750 *л. с.* Это обстоятельство становится понятным, если обратить внимание, что число оборотов двигателя в данном случае составляет 450 в мин. При таком числе оборотов у двигателя данной конструкции продувка повидимому не успевала осуществляться.

К числу мер, упрощающих и облегчающих конструкцию двигателя, относится применение механического распыливания топлива вместо воздушного. Этой мерой устраняется необходимость иметь компрессор, который при воздушном распыливании топлива для достижения высокого давления в 90—100 *ат* устраивается обычно с несколькими ступенями сжатия для возможности охлаждения воздуха между отдельными ступенями. Стремление устранить компрессор объясняется еще и тем, что он требует для себя около 5—8% мощности двигателя.

---

[1] Diesel Lokomotives, «Proceeding of tne twenty second Annuel Convention of the Internaitonal Railway Fuel Association», 1930, стр. 142—159.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Сравнивая тот и другой способ распыливания топлива, можно сказать, что воздушное распыливание имеет преимущество перед механическим в отношении возможности лучшей регулировки распыливающего давления. Последнее при механическом распыливании находится в зависимости от числа оборотов двигателя и становится неудовлетворительным при значительных колебаниях в числе оборотов двигателя при его работе. Поэтому при электрической передаче, когда двигатель может работать на постоянном числе оборотов, применение механического распыливания топлива не встречает особых затруднений. Этого, однако, нельзя сказать о передаче механической, когда число оборотов двигателя на каждой отдельной ступени передачи жестко связано с числом оборотов колес тепловоза или, что то же, со скоростью последнего.

Рассмотрев затронутые вопросы о двигателях для тепловозов с переменным передаточным числом, остановимся теперь на двигателях для тепловозов с передаточным числом постоянным, иначе говоря на тепловозах непосредственного действия.

Так как всякая передача между двигателем и осями тепловоза вызывает увеличение мощности двигателя, а вместе с ним и веса тепловоза, то тепловоз непосредственного действия, не имеющий сложной передачи, часто прельщает проектировщиков тепловозов простотой своей будущей конструкции.

Требования, которые в таком случае должны быть предъявлены к двигателю тепловоза, заключаются в следующем.

1. Вал двигателя должен быть в то же время и ведущей осью тепловоза или его отбойным валом и расположен поэтому параллельно осям тепловоза.

2. Наибольшее рабочее число оборотов двигателя должно отвечать наибольшему допускаемому числу оборотов колес тепловоза[1].

3. Для обеспечения трогания тепловоза с места двигатель тепловоза должен или обладать способностью пуска в ход под нагрузкой, иначе говоря, быть специального локомотивного типа, или же быть разделенным на два двигателя, из которых один, меньшей мощности или вспомогательный, должен быть снабжен передачей для трогания локомотива с места и маневров и другой, большей мощности или основной, — быть непосредственно соединенным с осями тепловоза.

Посмотрим, какие же затруднения встают на пути осуществления двигателя для тепловозов непосредственного действия.

Требование, чтобы наибольшее число оборотов двигателя отвечало наибольшему допускаемому числу оборотов колес тепловоза, вызывает увеличение размеров и утяжеление конструкции двигателя, так как максимальное число оборотов колес такого тепловоза не может быть допущено больше чем для паровозов, т. е. 285 об/мин для пассажирских и 225 об/мин для товарных. Поэтому в последнем случае становится мало вероятным возможность применения тепловоза непосредственного действия для товарной службы, если только не применить зубчатой передачи между валом двигателя и отбойным валом тепловоза с постоянным передаточным числом. Такая передача усложняет однако принцип непосредственного действия. При большой простоте осуществления тепловоза непосредственного действия для пассажирских поездов остаются затруднения по установке двигателя в габарите подвижного состава ж. д. при необходимости выполнить требование установки двигателя так, чтобы его вал был параллелен осям тепловоза. Из двигателей нормального типа в таком случае могут удовлетворить или двухтактные двигатели двойного действия или же двигатели с разбегающимися поршнями типа Юпкерса, дающие наименьший вес на единицу мощности.

Развитие мощности тепловоза, а одновременно с этим и мощности двигателя, связано с увеличением числа оборотов двигателя и у тепловозов непосредственного действия находится—при постоянном эффективном давлении p_e—в зависимости от скорости движения тепловоза V Так как последняя связана в дан-

---

[1] Согласно правилам технической эксплоатации наибольшее число оборотов сцепных колес у локомотивов допускается следующее: 225—для товарных, 260—для пассажирских без тележек и 285 для пассажирских с тележками. Для тепловозов и электровозов при вполне уравновешенных системах число оборотов их сцепных осей может быть повышено несомненно на 20%.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ном случае постоянным передаточным числом, с числом оборотов двигателя по формуле (2), то формула мощности тепловоза на ободе его колес (4) может быть переписана так:

$$N_k = \frac{F_k V}{270} = CV, \tag{14}$$

где C есть некоторая постоянная для данного тепловоза величина, зависящая от системы и размеров двигателя и к. п. д. передаточного механизма η_n (если допустить его постоянным) и равная на основании формул (3) и (2)

$$C = \frac{1}{540} \frac{md^2 l}{cD} p_e \eta_n \nu. \tag{15}$$

Из формулы (14) сила тяги F_k при допущении η_n постоянным определяется также, как постоянная величина, а именно:

$$F_k = 270 \cdot C = \frac{md^2 l}{2\,cD} p_e \eta_n \nu. \tag{16}$$

Если задаться теперь некоторой максимальной силой тяги, которая для товарного локомотива определяется при минимальной допускаемой скорости на руководящем подъеме, то наибольшая мощность двигателя будет находиться в зависимости от отношения наибольшей допускаемой скорости тепловоза V_{max} к наименьшей — V_{min}. Если принять V_{min} равной около 18 *км/час*, а V_{max} около 55 *км/час*, то отношение между ними будет равно:

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} \approx 3$$

и, таким образом, при наибольшем числе оборотов двигателя, равном 225 об/мин, он должен при постоянстве эффективного давления p_e уже при 75 об/мин развивать максимальную требуемую от тепловоза мощность на ободе.

Во взятом нами примере эта мощность должна равняться 1300 *л. с.* при силе тяги $F_k = 19500$ *кг* и скорости $V_{min} = 18$ *км/час*. В сущности же двигатель при числе 225 об/мин должен развивать наибольшую мощность и потому должен быть рассчитан в данном случае на мощность в 3900=4000 *л. с.* Такое условие не только полностью подтверждает высказанное ранее сомнение в целесообразности применения непосредственной передачи для товарных тепловозов, но в корне изменяет и весь взгляд на непосредственную передачу как на фактор, способствующий приближению величины мощности двигателя на валу к величине касательной мощности тепловоза, так как несомненно, что увеличение мощности дизеля до трехкратного размера по сравнению с наибольшей необходимой тепловозу мощностью не дает никаких преимуществ по сравнению с применением у тепловоза передачи.

Применение тепловозов непосредственного действия для пассажирской службы находится в несколько более благоприятных условиях, так как в этом случае отношение.

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} \approx 2,$$

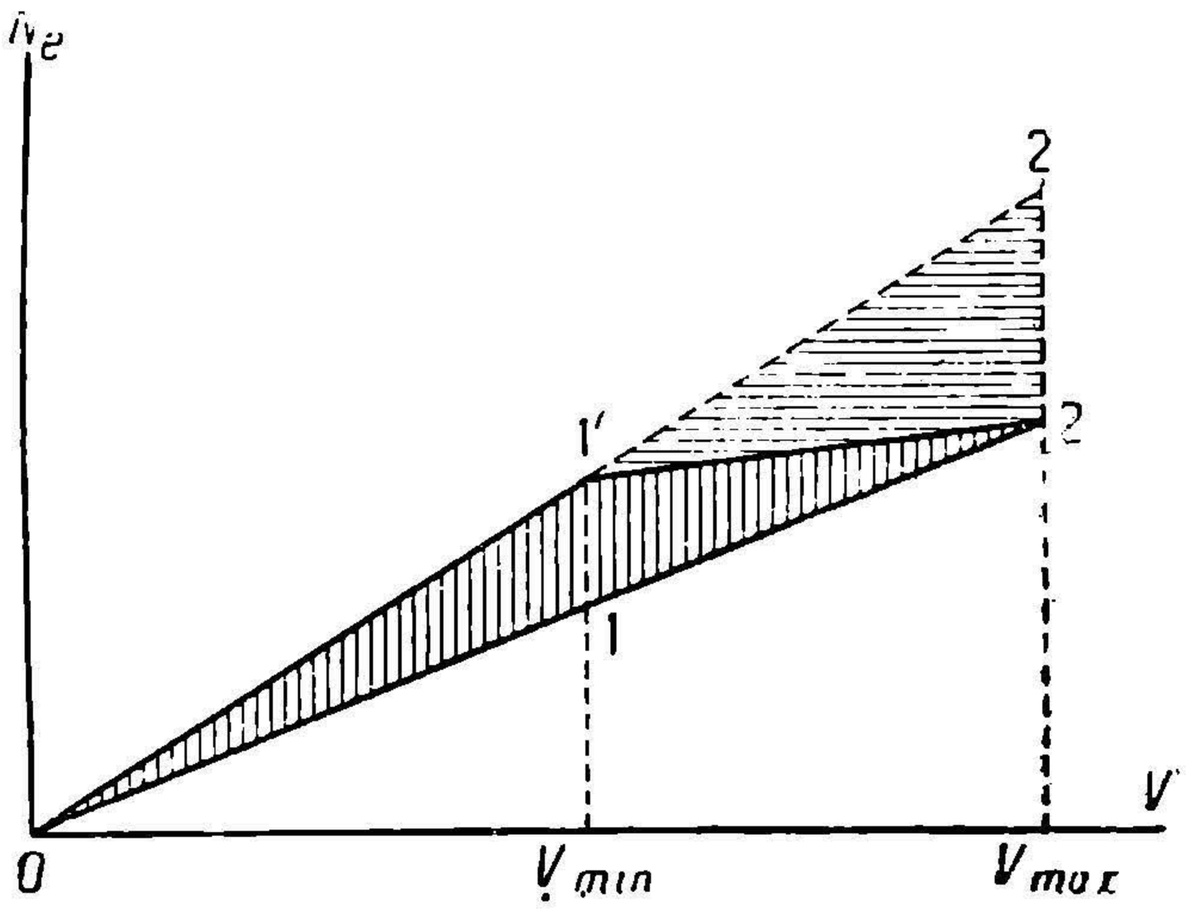
и, таким образом, максимальная мощность двигателя всего лишь в два раза будет выше мощности необходимой тепловозу.

Столь неблагоприятное соотношение между мощностью двигателя и необходимой мощностью тепловоза при непосредственном действии может быть избегнуто лишь в том случае, если двигатель обладает способностью изменять свое среднее индикаторное давление p_i, а вместе с ним и p_e, благодаря чему оказывается

НБ УДУНТ (ДІІТ)

возможным повышать последнее на низких числах оборотов. Такое изменение может быть достигнуто путем увеличения заряда воздуха, или так называемого верхнего наддува. Опыты, произведенные в настоящее время над стационарными и судовыми двигателями, показали, что такой наддув дает возможность увеличить p_i на 50% по сравнению с нормальными[1].

Рассмотрим, какое влияние окажет наддув на соотношение между наибольшей мощностью двигателя, при наибольшем числе оборотов последнего, и которую мы назовем $N_{e\,max}$, мощностью двигателя N_e, отвечающей наибольшей необходимой тепловозу мощности N_k, которая осуществляется при скорости V_{miu}.



Фиг. 5. Отыскание наивыгоднейшей мощности тепловозного двигателя при наддуве.

Называя через p_e нормальное эффективное давление двигателя и через $p_{e\,max}$ наибольшее эффективное давление при наддуве, мы можем выразить интересующее нас соотношение таким образом:

$$\frac{N_{e\,max}}{N_e} = \frac{V_{max}}{V_{min}} \cdot \frac{p_e}{p_{e\,max}},$$

пояснив это кроме того графически на фиг. 5.

Точка *1* на этой фигуре характеризует собой ту мощность двигателя N_e, которая отвечает наибольшей заданной мощности тепловоза при V_{min} на руководящем подъеме. Если бы мы имели в виду в данном случае дизель без наддува с нормальным эффективным давлением, то в таком случае расчет двигателя должен был бы вестись на наибольшую мощность $N'_{e\,max}$, отвечающую скорости V_{max} и отмеченную на фиг. 5 точкой *2'*.

Применяя же наддув, мы необходимую нам мощность в точке *1'* осуществляем путем повышения p_e при помощи наддува до $p_{e\,max}$. Мощность же двигателя, отвечающая нормальному p_e, может быть в данном случае отмечена точкой *1*, которая служит для определения и наибольшей мощности необходимого нам двигателя. Эта мощность $N_{e\,max}$ отвечает нормальному p_e и наибольшей скорости V_{max} и отмечена на фиг. 5 точкой *2*.

Таким образом характеристика необходимого нам двигателя по мощности при нормальном эффективном давлении очерчивается прямой *012*, а в случае применения наддува—ломаной линией *01'2*, которая и дает нам необходимое увеличение мощности для осуществления наибольшей заданной касательной мощности тепловоза.

Ломаная линия *01'2*, увеличивая, с одной стороны, мощность двигателя в пределах треугольника *01',2*, заштрихованного вертикально, срезает, с другой стороны, напрасное увеличение мощности двигателя в пределах треугольника *1'2'2*, заштрихованного вертикально.

Если принять взятые нами ранее соотношения, а именно:

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} = 2 \quad \text{и} \quad \frac{p_{e\,max}}{p_e} = 1{,}5$$

---

[1] **А. Стодоля. Опыты над определением мощности двигателя Дизеля с наддувкой по системе Бюхи (перевод с немецкого). Сборник Тепловозной комиссии 1930, вып. 3. стр. 143—156.**

НБ УДУНТ (ДІІТ)

то для искомого соотношения между $N_{e\,max}$ и N_e получим

$$\frac{N_{e\,max}}{N_e} = 1{,}33.$$

или, что наибольшая мощность двигателя будет всего лишь на 33% большенеобходимой мощности, отвечающей наибольшей заданной касательной мощности тепловоза. Если же допустить при помощи наддува увеличение $p_{e\,max}$ до 100% от p_e и сделать таким образом

$$\frac{p_{e\,max}}{p_e} = 2,$$

то $N_{e\,max}$ будет равно N_e.

Такое повышение p_e, хотя и достигалось, но в виде кратковременного перегруза двигателя, почему как нормальное и принято быть не может.

Рассмотрев два требования, которые предъявляются к двигателю тепловоза непосредственного действия, коспемся теперь третьего требования в отношении обеспечения с его стороны плавного трогания тепловоза с места.

Если это требование осуществить путем установки двух двигателей, из которых один — меньшей мощности — должен служить для трогания тепловоза с места и иметь для этой цели передачу, а другой—большей мощности — работать непосредственно на оси тепловоза в пути, то общая мощность двигателей будет даже при самом высоком наддуве превышать ту мощность двигателя, которая необходима для осуществления наибольшей мощности тепловоза.

Мощность вспомогательного двигателя при наличии передачи или вспомогательной машины, работающей непосредственно на оси тепловоза, зависит от эластичности двигателя к изменению числа оборотов, коэффициент которой назовем через

$$\delta = \frac{n_{max}}{n_{min}}, \qquad (17)$$

где n_{max} — наибольшее число оборотов двигателя в мин.

и n_{min} — наименьшее число оборотов, при котором двигатель дает надежную вспышку под нагрузкой.

Численное значение величины δ может быть принято равным 5; у очень гибких в отношении числа оборотов двигателей Юнкерса δ может быть принята равной 7,5[1].

Принимая

$$\delta = 5$$

и пользуясь диаграммой на фиг. 5, находим, что вспомогательная мощность N_b должна относиться к мощности N_e, как $\frac{1}{5} : \frac{1}{2}$ или как 2 : 5 и быть поэтому не меньше $N_b = 0{,}4\,N_e$.

Таким образом общая мощность двух двигателей составит в целом

$$1{,}33\,N_e + 0{,}4\,N_e = 1{,}73\,N_e$$

Если отношение N_e к N_k в данном случае будет и меньше чем при пере-

[1] К. Зандеи и Г. Вольшлегер. Новая проблема тепловоза с непосредственной передачей. 2-й сборник «Локомотивостроение» 1932, стр. 44.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

менной механической передаче, то все же оно составит около 1,1 и таким образом

$$N_{e\max} = 1{,}73\, N_e = 1{,}73 \quad 1{,}1\, N_k = 1{,}90\, N_k,$$

т. е. коэфициент

$$\beta = 1{,}90\, \alpha.$$

Это говорит опять не в пользу тепловозов непосредственного действия с нормальным дизелем, так как даже и при наддуве требуется не только устройство передачи или вспомогательной машины, но и увеличение мощности силовой установки в целом настолько, что ее мощность оказывается превосходящей даже мощность, необходимую при гидравлической передаче.

Второй способ осуществления тепловоза непосредственного действия путем применения двигателя локомотивного типа требует создания такого двигателя, который обладал бы способностью пуска в ход под нагрузкой и мог бы работать при переменном среднем индикаторном давлении.

В настоящее время, если не считать комбинированного с паровой машиной двигателя Стилла, такого двигателя не существует и имеется лишь ряд предложений, как такой двигатель создать. К числу этих предложений относятся и такие, которые в качестве локомотивного двигателя имеют в виду комбинацию из нескольких агрегатов, с разделением между ними классического цикла Дизеля. В результате таких проектов имеются отдельно сожигательные и отдельно расширительные цилиндры. За отсутствием однако реальных двигателей таких конструкций говорить об их размерах, весе и мощности не представляется в настоящее время возможным.

В развитие высказанных уже положений о двигателе локомотивного типа можно сказать, что для успешной работы всякого тепловозного двигателя и особенно двигателя, непосредственно связанного с осями тепловоза, должны быть выполнены следующие два условия:

1. возможность изменения начального давления и
2. возможность изменять степень сжатия, т. е. иметь переменную камеру сгорания.

Выполнение двух этих условий дает возможность в широких, сравнительно, пределах изменять среднее индикаторное давление. Насколько широки эти пределы, свидетельствуют следующие цифры, приводимые Зейлигером[1]

Засасывая наружный воздух и работая при степени сжатия в $^1/_{14}$ дизель дает среднее эффективное давление $p_e = 5{,}7$ *кг/см*^{2}. В то же время, при начальном давлении воздуха в 1,53 *кг/см*^{2} и при степени сжатия в $^1/_{10}$ дизель может работать со средним эффективным давлением в 11 *кг/см*^{2}.

Таким образом, соответственно этому повышению эффективного давления, сила тяги тепловоза может быть почти удвоена; этим же самым может быть разрешен вопрос и о доведении мощности двигателя при непосредственной передаче до наименьших размеров.

К числу исполненных уже способов повышения начального давления необходимо отнести способ Бюхи[2]. Устройство же переменной камеры сгорания достигается или же путем специального устройства самого цилиндра двигателя[3], или же путем изменения конструкции поршня[4] Все эти мероприятия на тепловозах не нашли еще пока своего осуществления.

---

[1] Зейлигер, Дизеля большой мощности. Л. 1927, стр. 280.

[2] А. Шелест, Повышение мощности 4-х тактных двигателей наддувкой. Вестник инженеров 1928, вып. 7—8.

А. Стодоля. Опыт над определением мощности двигателя Дизеля с наддувкой по системе Сборник тепловозной комиссии № 3, 1930, стр. 143—156.

[3] Зейлигер, Дизеля большой мощности, Л. 1927, стр. 270—271.

[4] Meinecke. Anforderungen des Lokomotivbaues an den Dieselmotor. Z. d. V. D. I. 1929. № 42, стр. 1509—1512.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

4. ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Основное требование, предъявляемое к холодильнику на тепловозе, заключается в том, чтобы он своевременно отводил то количество тепла, которое двигатель выделяет через воду и масло, охлаждающие его цилиндры, поршни и клапана. Своевременность отвода холодильником тепла от двигателя характеризуется выполнением им требования—не допускать повышения температуры охлаждающей воды и охваждающего масла выше определенного расчетного предела. Такими пределами для двигателей, установленных на большей части тепловозов, являются для охлаждающей воды+85° С и для охлаждающего масла+70° С.

В целях получения большей эффективности работы двигателя есть стремление повысить температуру охлаждающей воды, но такое повышение связано с усилением конструкции двигателя, так как вода в таком случае должна работать уже под давлением больше атмосферного. Для масла же, которое обслуживает не только охлаждение поршней и смазку трущихся частей двигателя, повышение температуры может вызвать расплавление подшипников вследствие падения у масла вязкости. Разница в температурах для воды и масла установлена потому, что, вследствие несоответствия расширения поршней и втулок, охлаждаемых в первом случае маслом и во втором водой, может произойти заедание поршней во втулках и задир последних. Во избежание подобного явления между втулкой и поршнем делают зазор от 0,3 до 0.6 *мм*.

При охлаждении поршня маслом должна быть соблюдена кроме того и следующая предохранительная мера. После остановки двигателя необходимо прогонять еще некоторое время масло через поршни во избежание пригорания масла к днищу поршня. Такое пригорание может произойти потому, что при работе двигателя головка поршня нагревается примерно до 140—150° С. Масляный же нагар значительно понижает теплопередачу стенки.

Предъявляемое к холодильнику требование поддержания определенных температур охлаждающей воды и охлаждающего масла может быть выполнено холодильником с большим или меньшим напряжением в зависимости от степени форсировки двигателя—с одной стороны и от наружной температуры воздуха — с другой.

Отсюда вытекает характеризующая холодильник зависимость между наружной температурой воздуха t_o и предельной форсировкой двигателя. Так как последняя является, как известно, функцией величины подачи топлива за один рабочий ход поршня σ и числа оборотов двигателя n, то искомая зависимость представляется в виде функции

$$\sigma = f(t_o, n), \tag{18}$$

т. е. зависимости интенсивности подачи топлива за один ход поршня от наружной температ ры воздуха при различных числах оборотов двигателя.

Для того чтобы определить эту зависимость, необходимо знать:

1) количество тепла Q', выделяемого двигателем при различных σ и n, иначе говоря зависимость

$$Q' = f(n, \sigma). \tag{19}$$

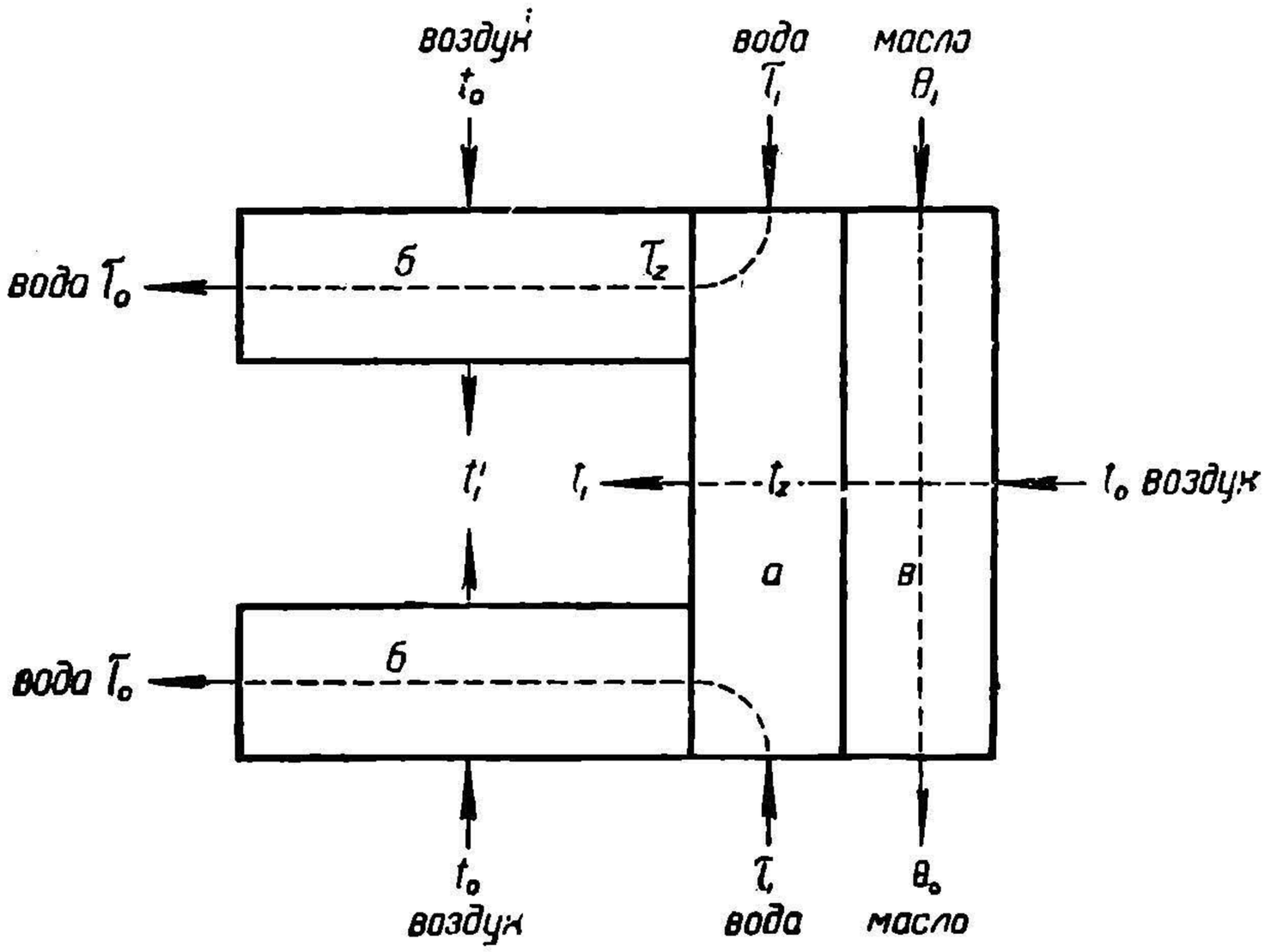
2) теплоотдачу холодильника Q в окружающую атмосферу при той или другой ее температуре в зависимости от числа оборотов двигателя, приводящего в действие водяной и масляный насосы, а также вентилятор при наивысшей допускаемой температуре охлаждающего тела, т. е. зависимость

$$Q = f(t_o, n). \tag{20}$$

Условие теплового равновесия между двигателем и холодильником требует соблюдения равенства между величинами Q и Q'. Составленное таким образом уравнение между величинами n, σ и t_o дает возможность найти и искомую зависимость (18).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Возьмем для примера схему расположения, приведенную на фиг. 6, где *а* являются лобовыми и *б* боковыми секциями водяного холодильника, а *в*—секциями масляного холодильника. Пользуясь условными обозначениями, помещенными в табл. IV, поясним работу холодильника на приведенной схеме. Вода, идущая от двигателя, поступает в лобовые секции холодильника с температурой τ, перехо-



Фиг. 6. Схема расположения холодильников.

Таблица IV

Условные обозначения для расчета холодильников

$Q_м'$	— тепло, выделяемое двигателем через масло . .	*кал/час*
$Q_в'$	— „ „ „ „ воду . „	„
$Q_м$	— теплоотдача в атмосферу масляным холодильником	„
$Q_{в_1}$	— „ „ „ лобовыми секциями водяного холодильника . .	„
$Q_{в_2}$	— „ „ „ боковыми „ „ . . .	„
M	— подача масла масляным насосом	*м³/час*
B	— подача воды водяным насосом	„
L	— подача воздуха вентилятором . . .	„
$H_м$	— поверхность масляного холодильника	*м²*
$H_{в_1}$	— поверхность лобовых секций водяного холодильника	„
$H_{в_2}$	— „ боковых	„
c	— теплоемкость масла .	*кал/кг*
$c_р$	— „ воздуха	„
$\gamma_м$	— удельный вес масла .	*кг/м³*
γ	— „ „ воздуха	„
$k_м$	— коэфициент теплопередачи масляного холодильника	*кал/м²час/1°C*
$k_в$	— „ теплопередачи водяного .	„
θ_0	— температура выходящего из холодильника масла .	°C
θ_1	— „ входящего в холодильник масла .	„
τ_0	— „ воды, выходящей из холодильника .	„
τ_1	— „ „ входящей в холодильник	„
τ_2	— „ выходящей из лобовых секций и входящей в боковые секции водяного холодильника	„
t_0	— наружного воздуха	„
t_2	— воздуха, выходящего из масляного холодильника и входящего в лобовый водяной . .	
t_1	— воздуха, выходящего из лобовых секций всего холодильника .	
t_1'	— воздуха, выходящего из боковых секций холодильника .	

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дит оттуда в боковые секции с температурой τ_z и выходит из боковых секций с температурой τ_o.

Масло поступает в холодильник с температурой ϑ и выходит оттуда с температурой ϑ_o.

Воздух входит в масляный холодильник с температурой наружной атмосферы t_o, переходит оттуда в лобовые секции водяного холодильника с температурой t_z и выходит из них с температурой t_1. Воздух, поступающий в боковые секции водяного холодильника, с температурой t_o, выходит оттуда с температурой t_1.

Из приведенной схемы видно, что работа водяного холодильника зависит в некоторой степени от работы холодильника масляного, почему в дальнейшем рассуждении мы и начнем с исследования работы масляного холодильника, имея при этом в виду, что уравнения теплообмена как для масляного, так и для водяного холодильников будут совершенно идентичными.

Таких уравнений теплообмена для каждого из холодильников имеется три. Первое из них связывает количество тепла, выделяемое двигателем через масло или воду, с количеством масла или воды, пропущенного за то же время насосами, теплоемкостью ингредиентов и разностью температур последних перед входом их в холодильник и по выходе их из него.

Для масла это уравнение будет иметь следующий вид, если принять обозначения, помещенные в табл. IV.

$$Q_м = M\gamma_м c\ (\vartheta_1 - \vartheta_o). \tag{21}$$

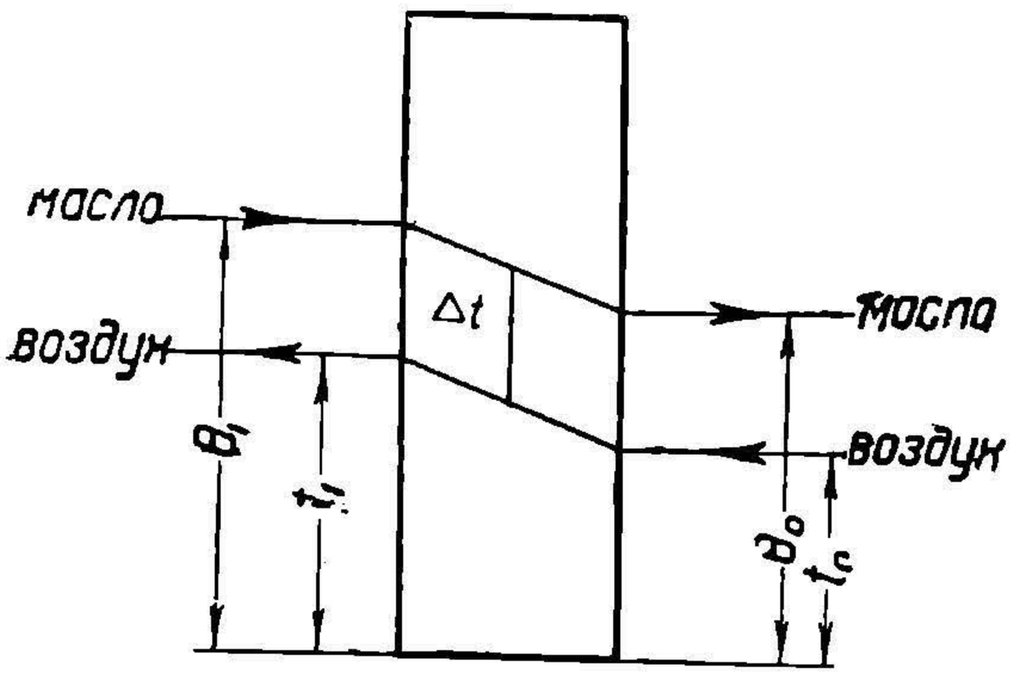
Ввиду равенства между Q и Q' ограничиваемся написанием одного лишь Q.

Второе уравнение теплообмена связывает ту же величину Q с количеством воздуха, пропущенного вентилятором, с теплоемкостью воздуха и с разностью температур последнего при выходе его из холодильника и при входе в последний.

Напишем такое уравнение опять же для масляного холодильника.

$$Q_м = L\gamma c_p\,(t_z - t_o). \tag{22}$$

Наконец третье уравнение теплообмена связывает величину Q с охлаждающей поверхностью холодильника, с его коэфициентом теплопередачи и с разностью средних температур охлаждаемых ингредиентов и воздуха при прохождении ими холодильника.



Фиг. 7. Температурная схема масляного холодильника.

Для масленого холодильника уравнение это напишется так:

$$Q_м = H_м\, k_м\, \Delta_t, \tag{23}$$

где Δ_t на основании фиг. 7 равно с достаточной степенью точности

$$\Delta_t = \frac{\Theta_o + \Theta_1}{2} - \frac{t_o + t_z}{2}. \tag{24}$$

Пользуясь выражением (21) и (22), находим, что

$$\vartheta_o = \vartheta_1 - \frac{Q_м}{M\gamma_м c}$$

и

$$t_z = t_o + \frac{Q_м}{L\gamma_м\, c_p}.$$

Полученные выражения для ϑ_o и t_z дают возможность на основании равен-

НБ УДУНТ (ДІТ)

ства (24) связать величину $Q_м$ непосредственно с разностью температур: предельной для масла и наивысшей наружной.

Подставляя полученные выражения в формулу (24) для Δ_t, а последнее в уравнение (23), имеем

$$Q_м = H_м k_м \frac{\vartheta_1 + \vartheta_1 - \dfrac{Q_м}{M\gamma_м c}}{2} - \frac{t_o + t_o + \dfrac{Q_м}{L\gamma c_p}}{2}$$

или

$$\frac{Q_м}{H_м k_м} + \frac{Q_м}{2M\gamma_м c} - \frac{Q_м}{2L\gamma_м c_p} = \Theta_1 - t_o,$$

откуда

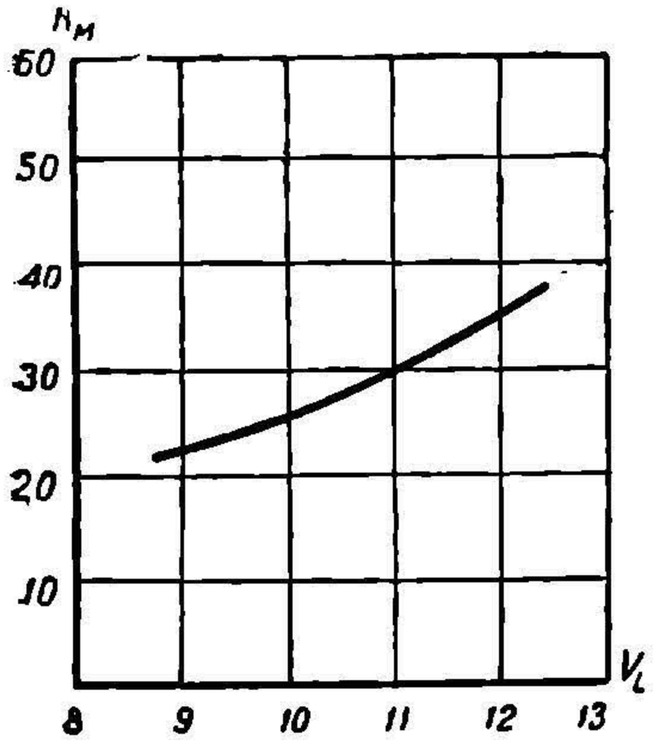
$$Q_м = \frac{\vartheta_1 - t_o}{\dfrac{1}{H_м k_м} + \dfrac{1}{2M\gamma_м c} + \dfrac{1}{2L\gamma c_p}}. \qquad (25)$$

Величина

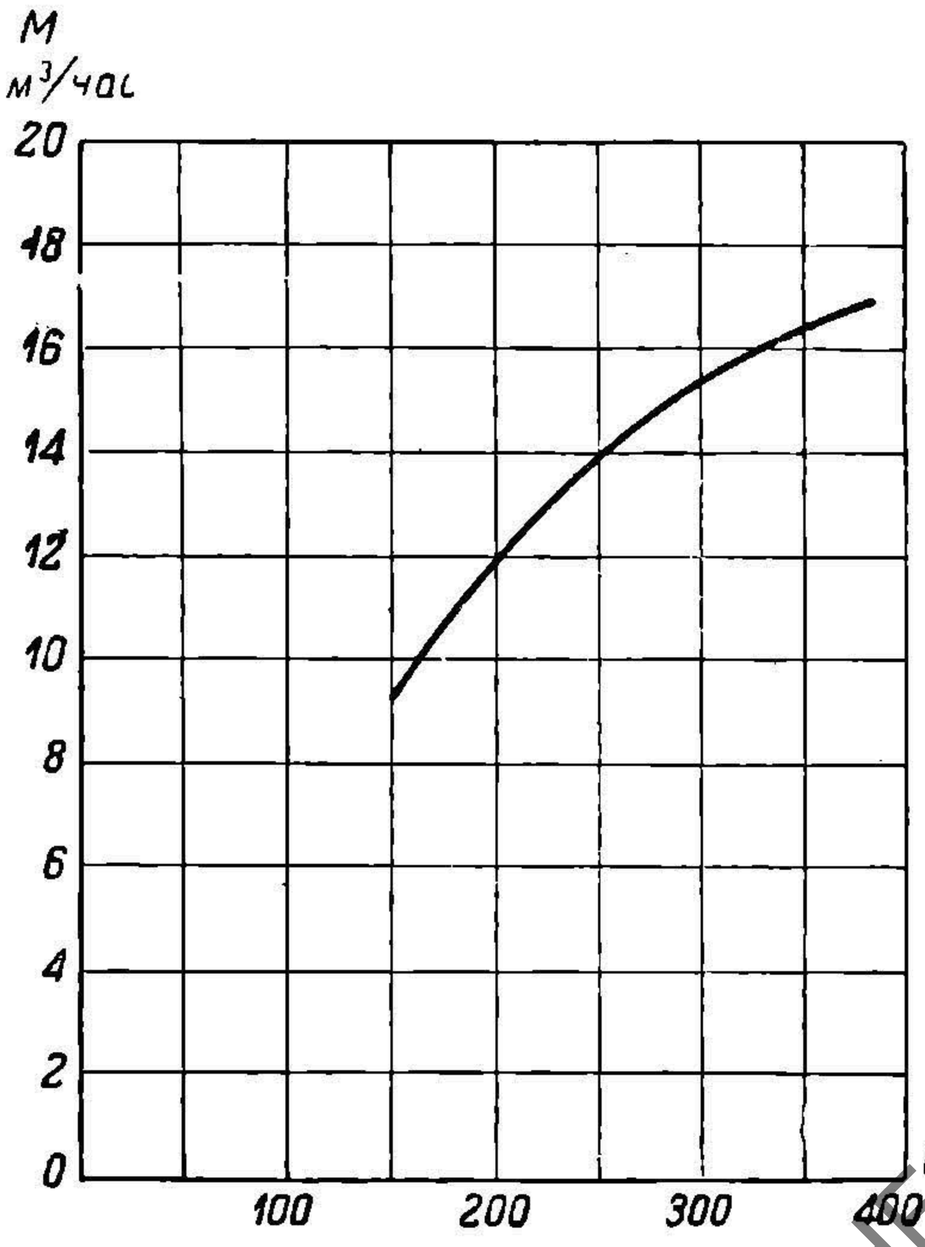
$$X = \frac{1}{\dfrac{1}{H_м k_м} + \dfrac{1}{2M\gamma_м c} + \dfrac{1}{2L\gamma c_p}}, \qquad (26)$$

именуемая характеристикой холодильника, имеет в своем знаменателе величины, которые все являются функциями числа оборотов двигателя n, так как для простоты будем считать, что и насосы и вентиляторный вал приводятся в движение от двигателя тепловоза.

Величина H является для данного холодильника величиной постоянной.



Фиг. 8. Зависимость коэфициента теплопередачи масляного холодильника от скорости воздуха (Э^{мх}З).

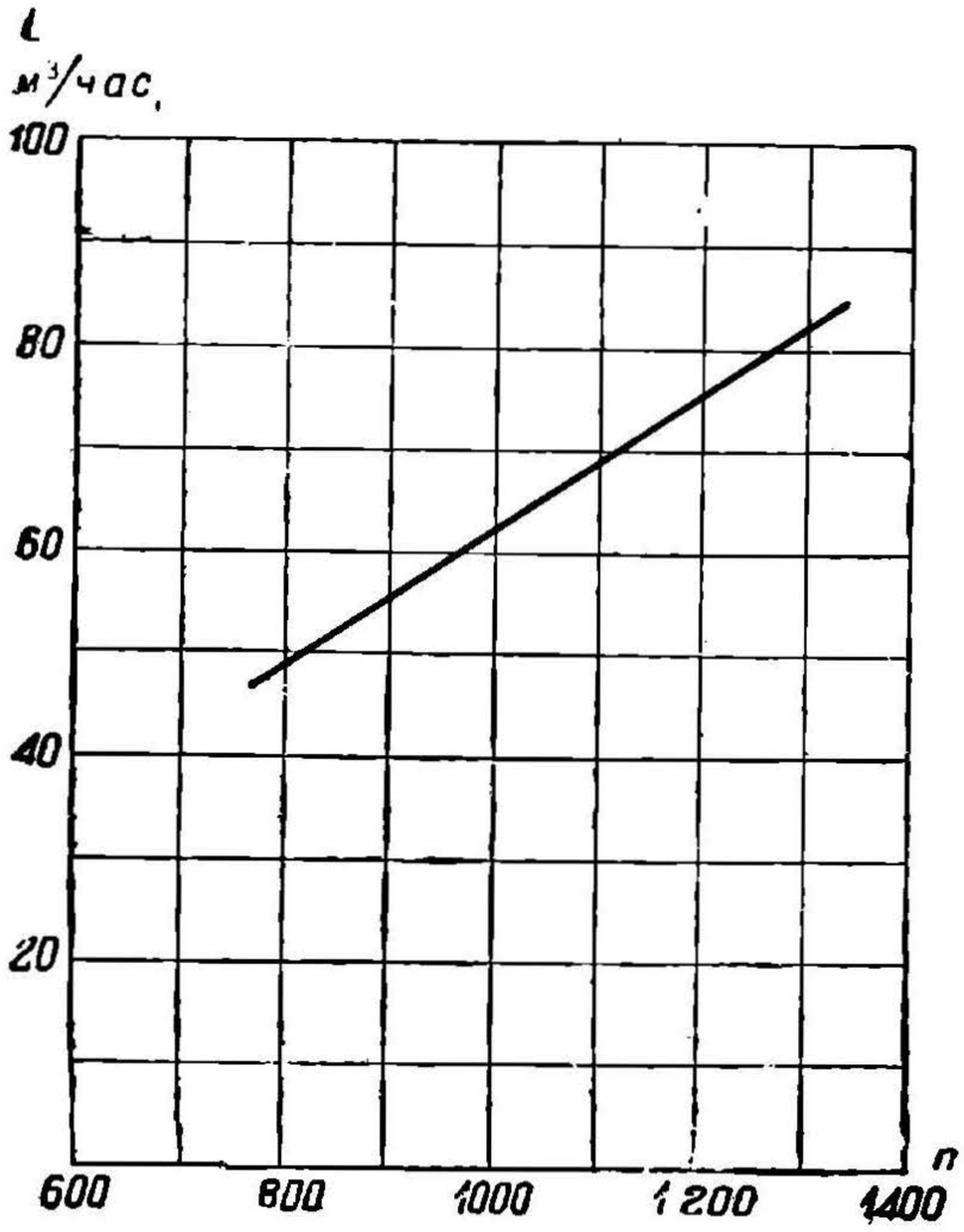


Фиг. 9. Величина подачи масляного насоса в функции от числа оборотов двигателя (Э^{мх}З).

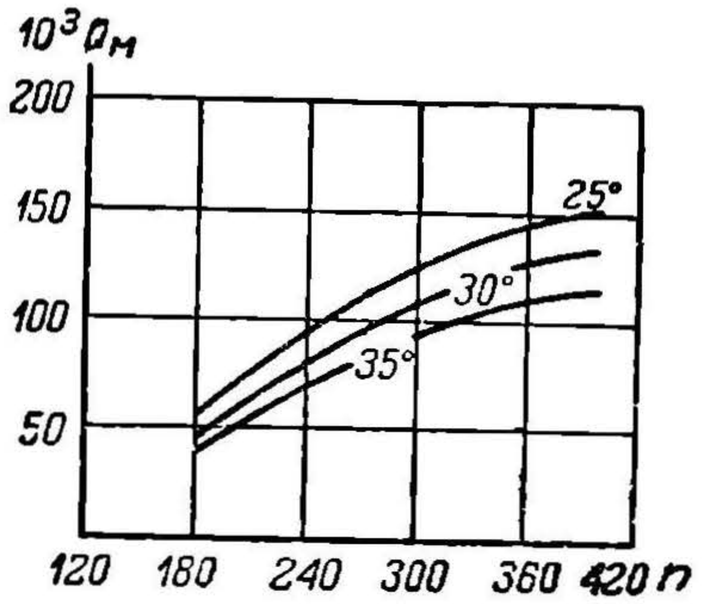
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Величина k изменяется от скорости движения воздуха, которая, в свою очередь, связана зависимостью с числом оборотов вентилятора или двигателя.

На фиг. 8 приведен пример такой зависимости для масляного холодильника тепловоза Э^{мх}3.



Фиг. 10. Величина подачи воздуха вентилятором (Э^{мх}3).



Фиг. 11. Теплоотдача масляного холодильника в функции от числа оборотов двигателя при различных наружных температурах (Э^{мх}3).

Фиг. 12. Количество тепла, отводимого маслом в функции от мощности двигателя (Э^{мх}3). Сплошная линия $Q_м$; пунктирная линия $Q_м/N_e$

Величина M изменяется от числа оборотов насоса, связанного с двигателем, и ее зависимость от n приведена на фиг. 9. Значения для c и $\gamma_м$ зависят от сорта масла и средние их значения являются следующими:

$$c = 0{,}4$$
$$\gamma_м = 0{,}85.$$

В отношении третьего слагаемого в знаменателе выражения (26) надо заметить, что величины γ и c_p зависят от температуры воздуха, а величина L от числа оборотов двигателя. Пример такой зависимости для лобового холодильника тепловоза Э^{мх}3 приведен на фиг. 10.

Установленные экспериментальным путем зависимости, приведенные на фиг. 8—10 дают возможность построить зависимость теплоотдачи холодильника от числа оборотов двигателя при различных температурах наружного воздуха, как это для примера и сделано на фиг. 11 для тепловоза Э^{мх}3.

Для построения кривых количества тепла, выделяемого двигателем через масло охлаждающее поршни, пользуемся кривыми, выражающими зависимость количества тепла, отводимого через масло и приходящегося на единицу мощности двигателя в функции последней.

$$\frac{Q'_м}{N_e} = f_1(N_e), \qquad (27)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

приведенными на фиг. 12 и кривыми

$$N_e = f_2(n,\ \sigma), \tag{28}$$

приведенными на фиг. 13.

Две эти зависимости дают возможность построить кривые

$$Q'_м = f_3(n,\ \sigma),$$

приведенные на фиг. 14 пунктиром. Сплошные линии здесь являются кривыми

$$Q_м = f(n, t_o),$$

приведенными уже на фиг. 11.

Пользуясь фиг. 14, можно построить и искомую зависимость

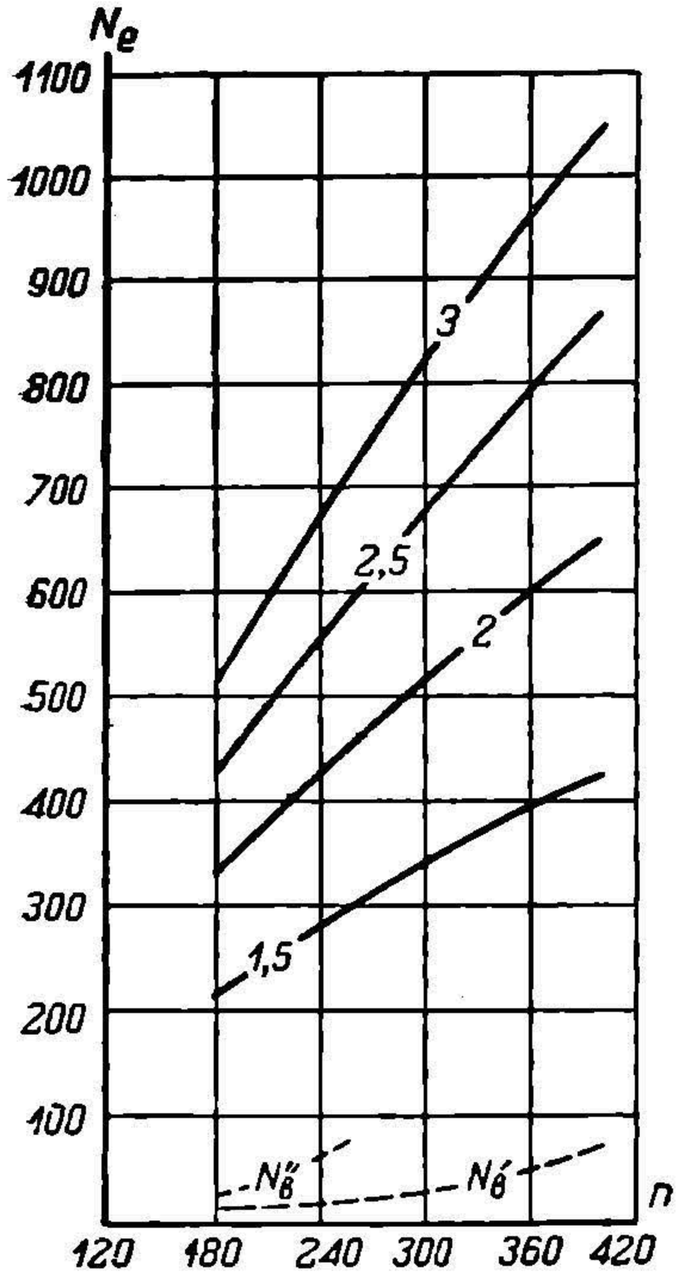
$$\sigma = f_м(t_o,\ n),$$

которая получается из точек пересечения кривых

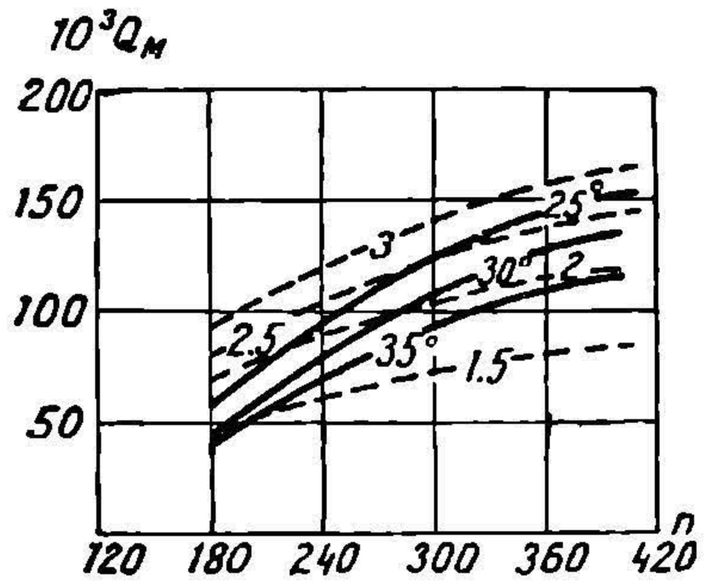
$$Q'_м = f_3(n, \sigma) \quad \text{и} \quad Q_м = f(n, t_0)$$

и приведена на фиг. 15. Эти точки пересечения свидетельствуют о состоянии равновесия между количеством тепла $Q'_м$ и $Q_м$ при определенных значениях σ, n и t_o.

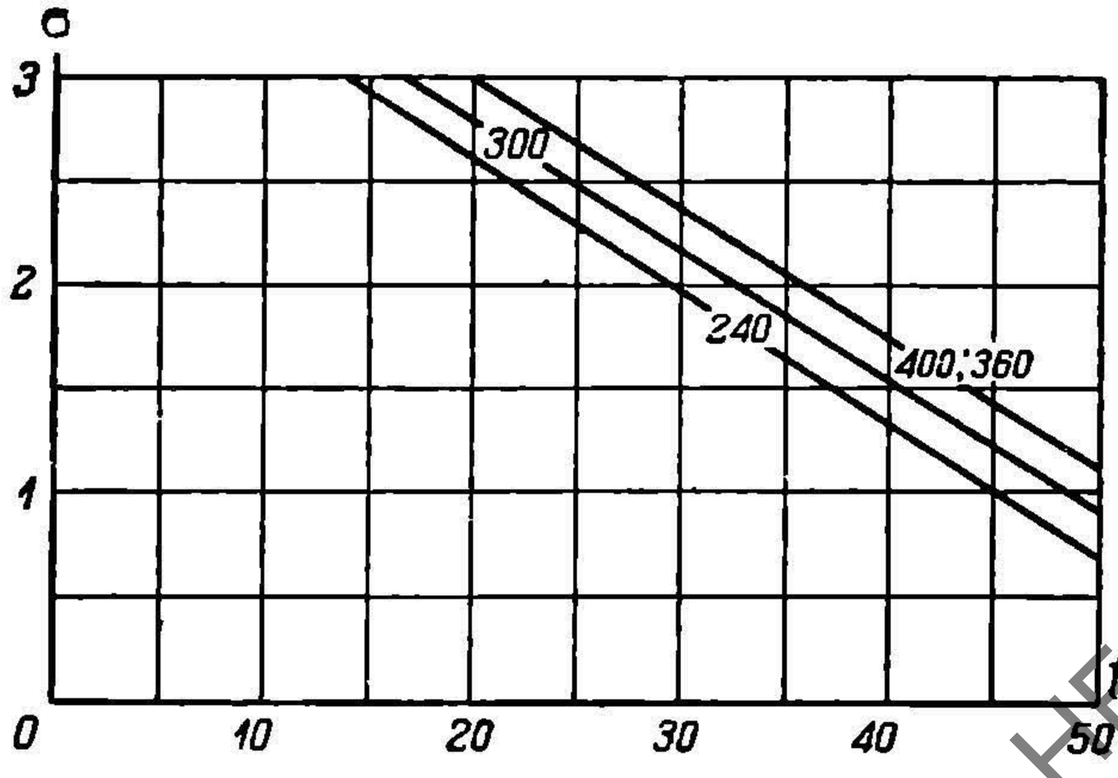
Говоря строго, к холодильнику должно быть предъявлено требование, чтобы при пересечении кривых Q' с кривыми Q осуществлено было пересечение кривой Q, отвечающей максимальным значениям всех переменных величин, входящих в выражение (26) с кривой Q' в ее точке, отвечающей максимальным значениям n и σ.



Фиг. 13. Мощность двигателя на валу в зависимости от числа оборотов и подачи топлива (Э^{мх}З).



Фиг. 14. $Q_м = Q'_м$



Фиг. 15. Характеристика масляного холодильника (Э ^{мх}З).

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Это абсолютное требование может привести однако к несколько преувеличенным размерам холодильника, если иметь в виду, что при выводе условий теплового равновесия для холодильника не были учтены следующие обстоятельства.

1. Прежде чем наступит состояние предельного равновесия холодильника, последний поглощает отводимое двигателем тепло за счет разницы температур воды или масла предельной и возможной сниженной.

2. Теплоотдача происходит также через воду и масло, находящиеся в сборных баках тепловоза, а также через стенки трубопровода и наружные стенки холодильника в окружающую атмосферу, помимо воздуха, протягиваемого вентилятором.

Все это дает возможность понизить несколько размеры холодильника, причем процент понижения может быть установлен лишь на основании опыта с существующими холодильниками.

Величины, входящие в знаменатель правой части формулы (26), изучаются экспериментальным путем, причем наиболее неопределенной величиной и вместе с тем наиболее существенной при проектировании тепловоза является величина коэфициента теплопередачи холодильника k, которая при гладких трубках, как известно, может быть определена по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\beta} + \frac{\delta}{\mu} + \frac{1}{\lambda}}, \qquad (29)$$

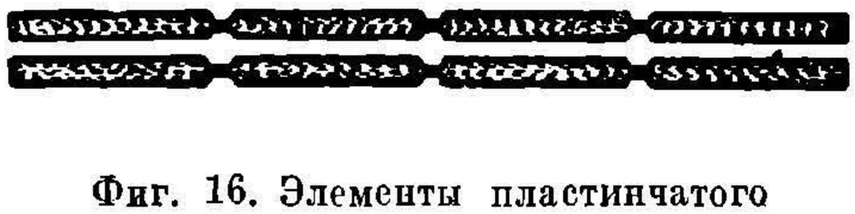
где β — коэфициент теплопередачи от воды или масла стенке,
δ — толщина стенки,
μ — теплопроводность стенки и
λ — коэфициент теплопередачи от стенки воздуху.

Не говоря уже о том, что величина λ требует своего определения чисто экспериментальным путем, так как она зависит от характера расположения труб холодильника, их диаметра и скорости движения воздуха, но и полная величина κ трудно поддается подсчету, если трубки холодильника снабжаются теми или другими устройствами для увеличения их охлаждающих поверхностей. Поэтому и для определения величины κ необходима постановка опытов, так как, помимо всего сказанного, самое конструктивное оформление холодильников может быть весьма различным.

Конструкция холодильника должна быть выполнена таким образом, чтобы при наибольшем значении его характеристики он имел наименьший объем и вес и требовал при этом наименьшего расхода энергии на себя.

С точки зрения конструкции холодильника наиболее существенным вопросом в данном случае является вопрос об его элементах, которые изготовляются: пластинчатыми, трубчатыми гладкими и трубчатыми ребристыми.

Пластинчатые холодильники были до последнего времени наиболее распространенными, изготовляясь из железных и латунных листов так, как это показано на фиг. 16. В местах соединения листов между собой они или свариваются, если листы железные, или спаиваются, если листы латунные. Внутреннее сечение пластинчатого элемента составляет от 4 до 6 *мм*. Не на много больше и расстояние между отдельными элементами.



Фиг. 16. Элементы пластинчатого холодильника.

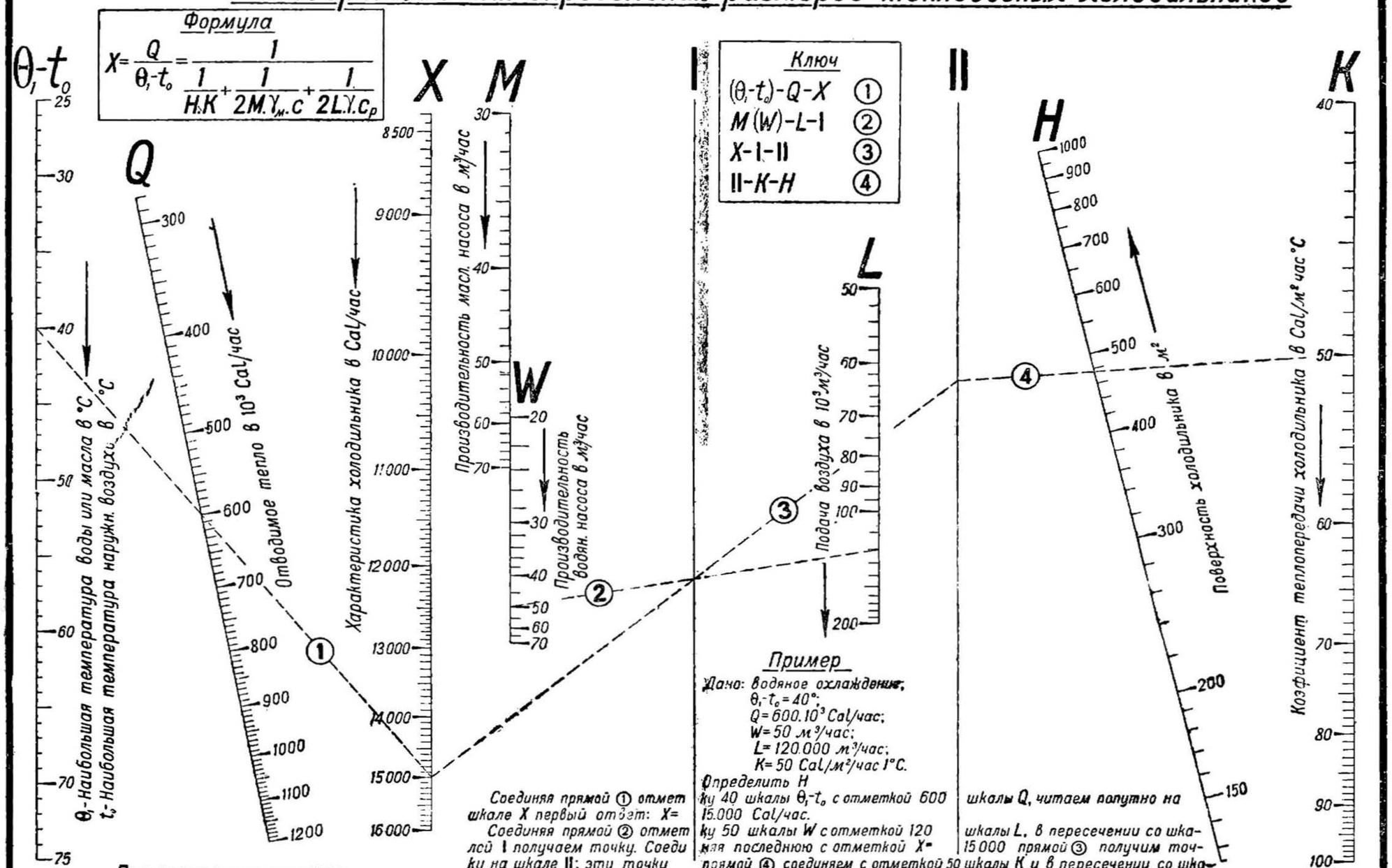
Достоинством этих холодильников является их малый объем и значительный коэфициент теплопередачи; недостатком же—невозможность производить им очистку при пропуске по ним воды. Поэтому такие холодильники применяются на тепловозах, главным образом, как масляные. Масло при этом перемещается по самим элементам, а воздух—между ними. Расположение элементов делается как горизонтальным, так и вертикальным.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Номограмма для определения размеров тепловозных холодильников

Формула

$$X = \frac{Q}{\theta_1 - t_0} = \frac{1}{\frac{1}{H \cdot K} + \frac{1}{2M \cdot \gamma_м \cdot c} + \frac{1}{2L \cdot \gamma \cdot c_p}}$$



Пример

Дано: водяное охлаждение;
$\theta_1 - t_0 = 40°$;
$Q = 600.10^3$ Cal/час;
$W = 50$ м³/час;
$L = 120.000$ м³/час;
$K = 50$ Cal/м² час 1°С.

Определить H

Соединяя прямой ① отметку 40 шкалы $\theta_1 - t_0$ с отметкой 600 шкалы Q, читаем попутно на шкале X первый ответ: X= 15.000 Cal/час.

Соединяя прямой ② отметку 50 шкалы W с отметкой 120 шкалы L, в пересечении со шкалой I получаем точку. Соединяя последнюю с отметкой X= 15 000 прямой ③ получим точку на шкале II; эту точку прямой ④ соединяем с отметкой 50 шкалы K и в пересечении со шкалой H читаем ответ: H = 476 м².

Примечание. Для масляного холодильника следует пользоваться шкалой M вместо шкалы W.

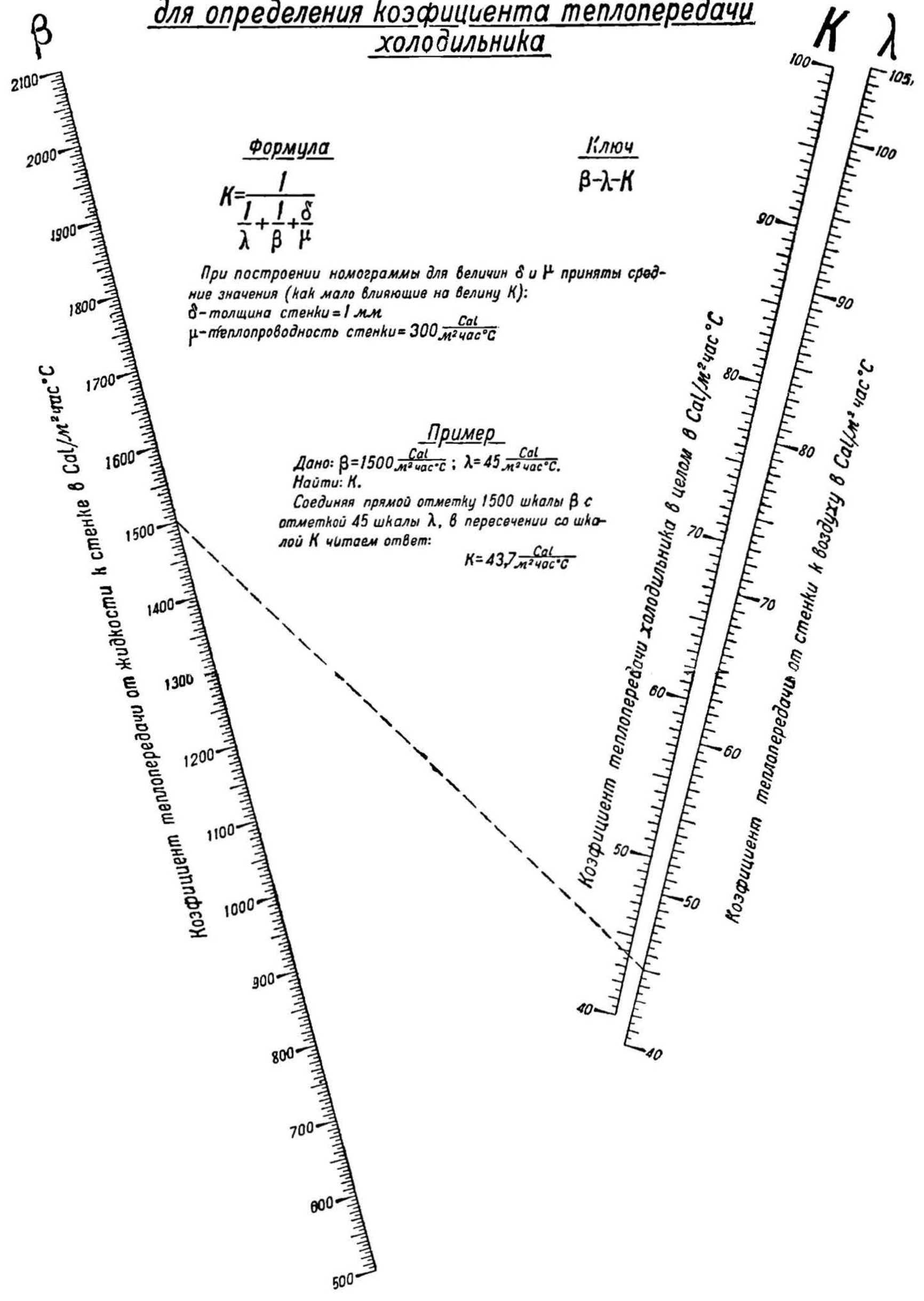
При построении принято:

$\gamma_м$ - удельный вес воды-1000 кг/м³; масла-850 кг/м³;
γ - удельный вес воздуха-1188 кг/м³;
c - теплоемкость - воды-1 $\frac{Cal}{кг \cdot °C}$; масла-0,4 $\frac{Cal}{кг \cdot °C}$;
c_p - теплоемкость воздуха - 0,238 $\frac{Cal}{кг \cdot °C}$

Составлено Номографическим бюро ОНТИ по материалам инж. Коншина С.Н.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Номограмма
для определения коэфициента теплопередачи холодильника



Формула

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\lambda}+\frac{1}{\beta}+\frac{\delta}{\mu}}$$

Ключ

β-λ-K

При построении номограммы для величин δ и μ приняты средние значения (как мало влияющие на велину K):

δ-толщина стенки = 1 мм

μ-теплопроводность стенки = 300 $\frac{Cal}{м^2 час °C}$

Пример

Дано: $\beta=1500\frac{Cal}{м^2 час °C}$; $\lambda=45\frac{Cal}{м^2 час °C}$.

Найти: K.

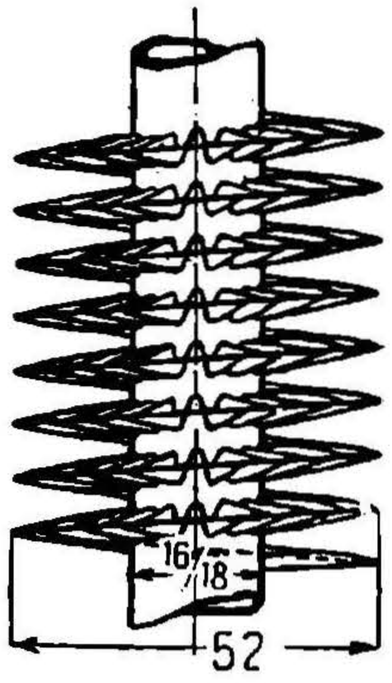
Соединяя прямой отметку 1500 шкалы β с отметкой 45 шкалы λ, в пересечении со шкалой K читаем ответ:

$K=43{,}7\frac{Cal}{м^2 час °C}$

Составлено Номографическим бюро ОНТИ по материалам инж. **Коншина С.Н.**

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Гладкие трубчатые холодильники предназначаются для охлаждения воды и потому должны изготовляться из латунных труб, так как железные трубы покрываются ржавчиной. В целях удобства очистки их от накипи холодильники устраиваются таким образом, чтобы вода текла по трубам и воздух омывал их снаружи. Для удобства очистки труб необходимо, чтобы их внутренний диаметр был не меньше 20 *мм* при толщине трубы около 1 *мм*. В целях увеличения коэфициента теплопередачи трубчатых холодильников и уменьшения таким образом их объема, сечения трубок делаются эллиптическими. Однако эта мера не доводит все же коэфициент теплопередачи их до такого же коэфициента пластинчатых холодильников.

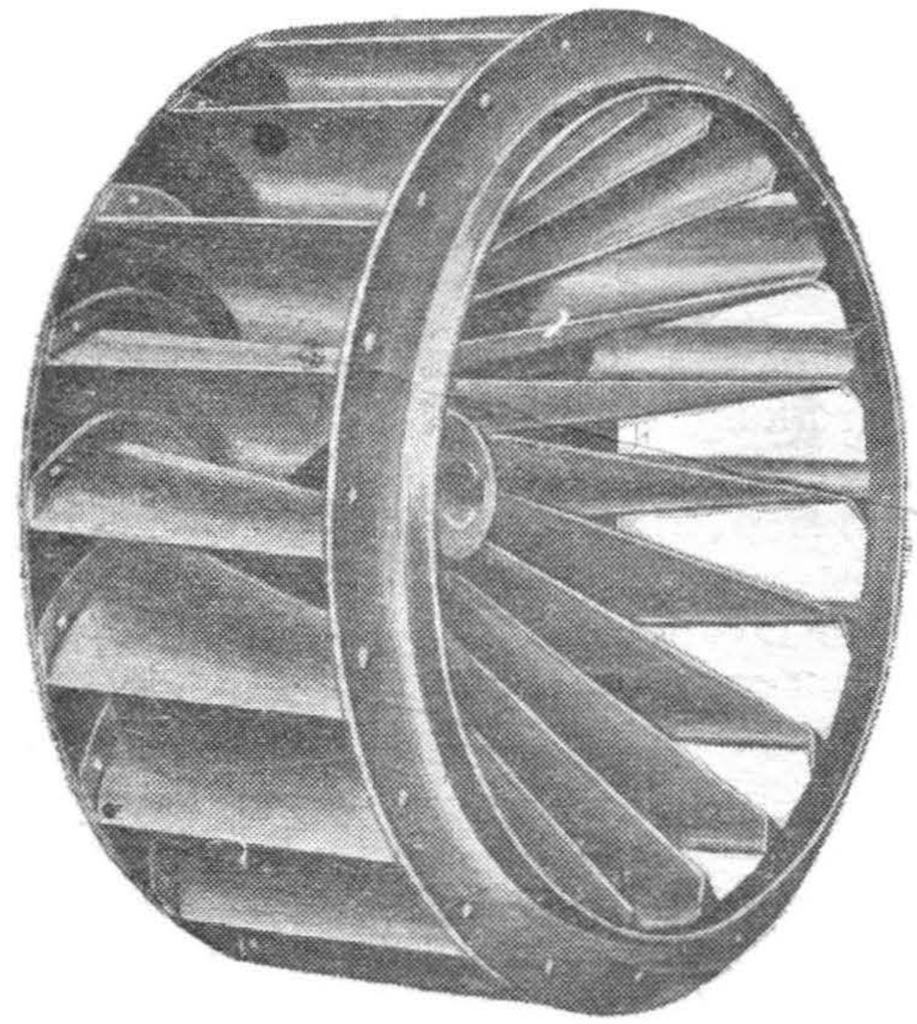


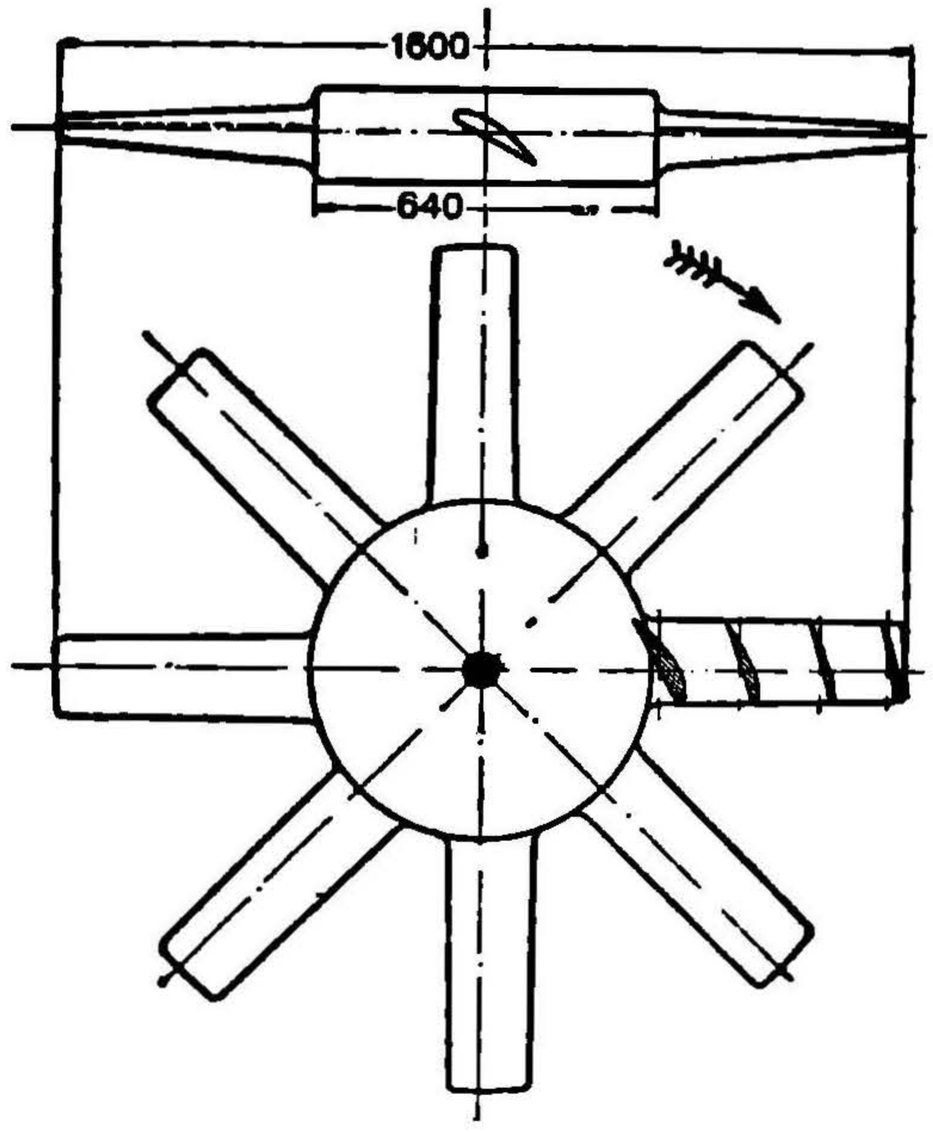
Фиг. 17. Элементы ребристого трубчатого холодильника.

Ребристые трубчатые холодильники изготовляются различных типов, один из которых приведен на фиг. 17. Такие элементы изготовляются массовым способом путем обертывания вокруг латунных трубок круглого или эллиптического сечения гофрированной медной ленты. После этого трубки, обвитые лентами, оцинковываются и благодаря этому спаиваются с лентами.

Расположение холодильников производится, главным образом, с лобовой стороны тепловозов или же на крыше их. При расположении с лобовой стороны одной из употребительных форм холодильников является их шахтная форма, при которой отдельные секции холодильников располагаются по периметру конца рамы тепловоза, образуя таким образом шахту, внутри которой помещается вентилятор. Другой формой расположения холодильников является помещение их над вентиляторами.

Вентиляторы выполняются в виде вентиляторных колес или пропеллерных крыльев, приводимых в движение от вала двигателя как непосредственно, так и через коробку скоростей. Из числа вентиляторных колес, уже испытанных на тепловозах, необходимо отметить колесо Крейзеля, приведенное на фиг. 18, и колесо Бетца—на фиг. 19. При этом надо заметить, что колесо Бетца оказались наиболее пригодными для установки на тепловозах вследствие их большой эксплоатационной надежности и высокой эффективности. Колеса Крейзеля ока-


Фиг. 18. Вентиляторное колесо Крейзеля.



Фиг. 19. Вентиляторное колесо Бетца.

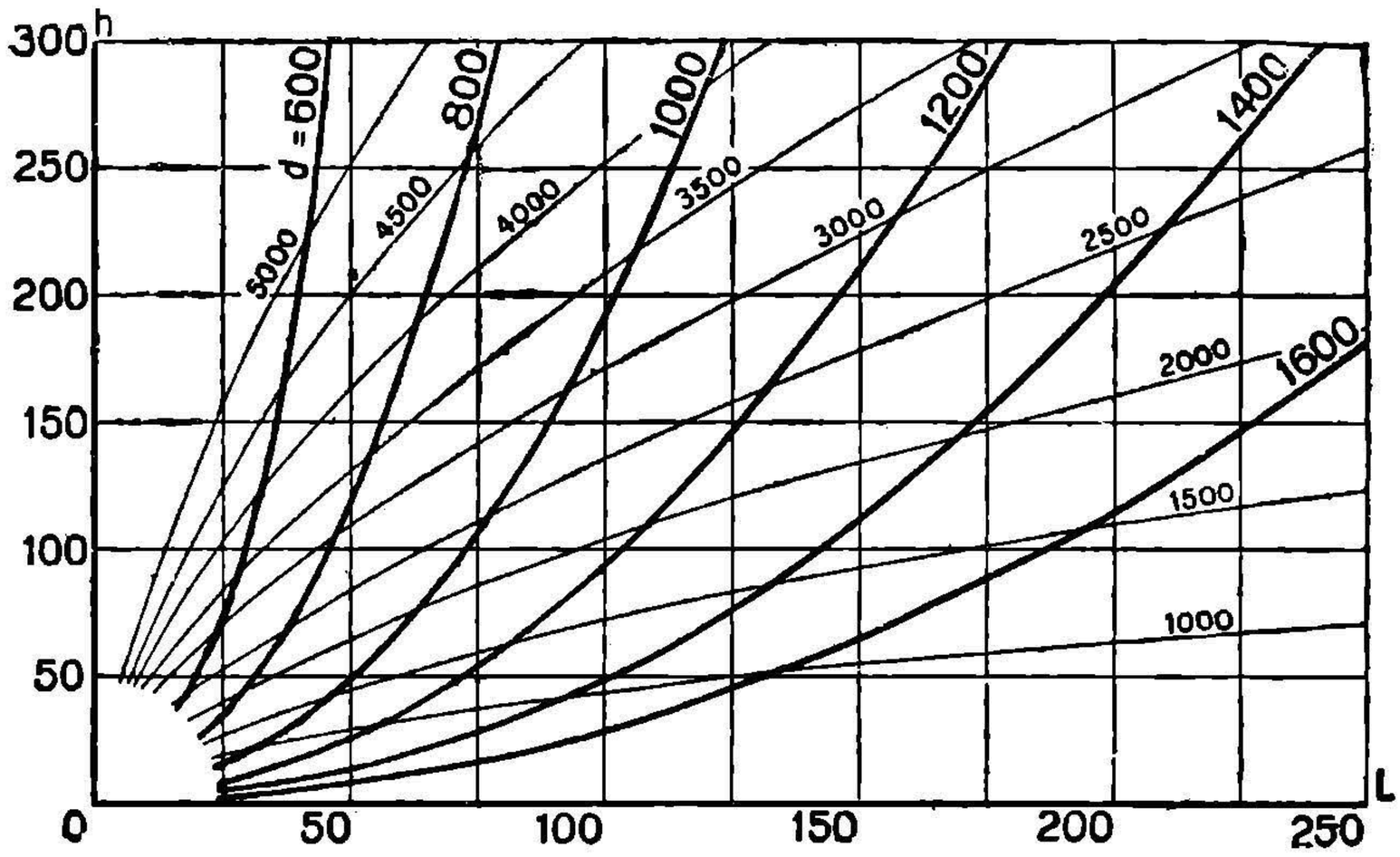
НБ УДУНТ (ДІІТ)

зались в этом отношении уступающими колесу Бетца: кроме того они требуют и значительного объема для своего помещения.

Колеса Бетца отливаются из аллюминиевого сплава, причем лопатки их под действием центробежной силы работают только на растяжение. Благодаря этому колеса Бетца могут хорошо работать при напоре даже в 300 *мм*.

На фиг. 20 приведена характеристика колеса Бетца, составленная по опытам Тома[1] и выраженная количеством подаваемого им в $м^3$ воздуха L, в зависимости от высоты напора h при различных диаметрах колес d и различных числах оборотов колеса n в час.

Энергия, затрачиваемая на охлаждение воды и масла, расходуется на приведение в действие насосов для их перекачки и на вращение вентиляторных колес. Очень распространенным способом приведения в действие всего этого оборудования является привод его от коренного вала двигателя при посредстве зубчатой или ременной передачи. В таком случае охлаждение воды или масла возможно



Фиг. 20. Характеристика колеса Бетца по опытам Тома.

в том лишь только случае, когда двигатель работает. Кроме того, при такой системе привода число оборотов вентиляторного колеса более или менее тесно связано с числом оборотов двигателя и изменение его возможно лишь при условии установки между валом двигателя и вентиляторным валом коробки скоростей, которая для этой цели и устанавливается обычно о двух ступенях.

Так как, однако, условия работы тепловозов показали, что работа как насосов, так и вентилятора, требуется очень часто и при остановленном двигателе, то привод этого оборудования осуществляется также и отдельными электромоторами.

В предыдущей главе говорилось уже о том количестве энергии, которая расходуется на охлаждение воды и масла, отводящих тепло от двигателя, и несомненно противоестественным должна казаться затрата энергии на уничтожение энергии, уходящей с теплом воды и масла. Однако с этим приходится считаться, поскольку мы имеем дело с существующими циклами тепловых процесов. Но наряду с этим необходимо изыскивать способы к уменьшению такой затраты энергии и искать их как у самого двигателя Дизеля, так и вне его. Если мы обратимся к двигателю Дизеля, то наряду с потерей тепловой энергии через воду и масло, мы обнаружим потерю энергии, исчезающей с отходящими газами. Между тем энергия отходящих газов на основании

[1] Thoma. Hochleistungskessel. 1923, стр, 60.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

последних опытов с истечением струи, поставленных ВНИИЛ[1], может быть использована для отвода тепла, которое уносят с собой вода и масло. Таким путем может быть поднят общий к. п. д. тепловоза. Использование тепла отходящих газов для паротурбинной установки, которая приводит в движение вентиляторный вал, также может быть осуществлена в тепловозной практике. Однако применение пара на тепловозе противоречит идее самого тепловоза как локомотива, не расходующего воды, и потому этот путь не нашел пока на тепловозах применения.

Если же мириться с расходом воды несколько меньшим, нежели он необходим для работы паровой турбины, некоторое уменьшение размеров холодильника может быть достигнуто путем дополнительного охлаждения воздуха с помощью пульверизируемой воды. Количество воды, необходимое в данном случае для понижения температуры охлаждающего воздуха на 1°, будет равно

$$W_n = \frac{c_p L}{r \eta_a}, \qquad (30)$$

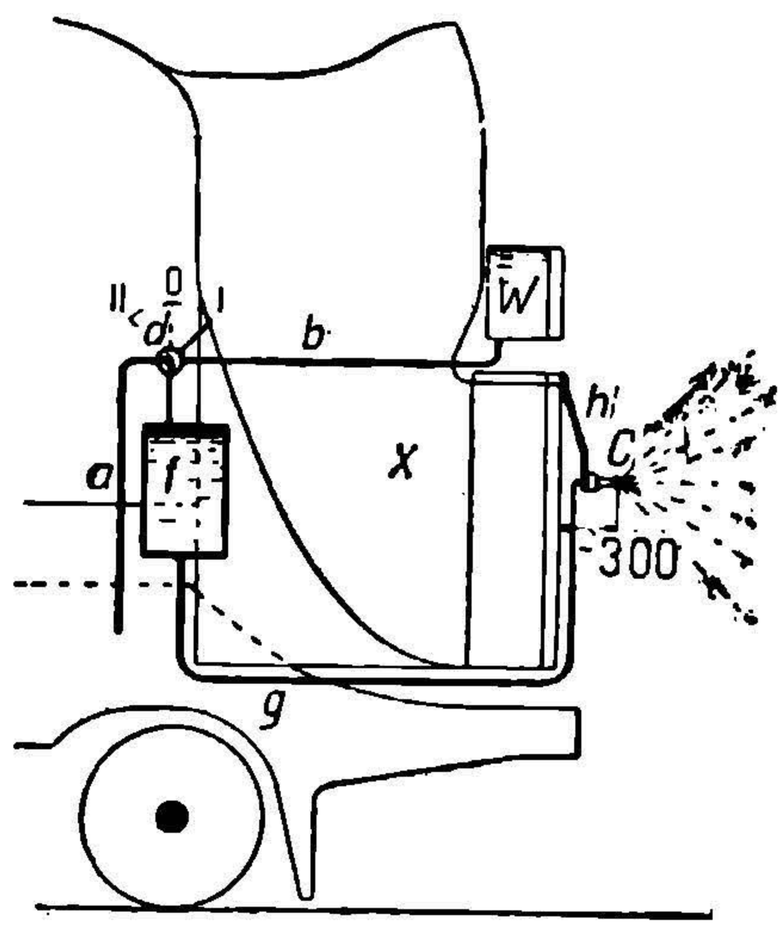
где r — теплота, необходимая для парообразования 1 *кг* воды, выходящей из холодильника с температурой τ_0,

η_a — к. п. д. охлаждающего устройства, принимаемый равным 0,3 — 0,5.

Переводя сделанный расчет на цифры, получаем, что при расходе воздуха в 100 000 *м³/час*, понижение его температуры на 10° С при $c_p = 0{,}286$, $\tau_o = 50°$ С, $r = 568$ *кал* и $\eta_a = 0{,}5$:

$$W_a = \frac{2{,}86 \cdot 100\,000}{568 \cdot 0{,}5} \cong 1000$$

т. е. 1 *т* воды в час.

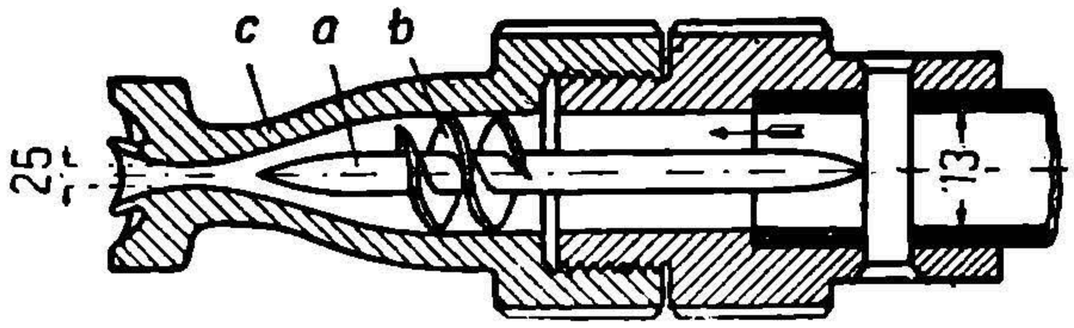


Фиг. 21. Устройство охлаждения путем пульверизации воды (ЭмхЗ).
a—воздушная трубка, *b*—водяная труба; *c* — распылитель; *d*—трехходовой кран: *e*—резервуар с водой; *g*—трубка, подводящая воду распылителю; *h*—кронштейны; *f*—водяной бак

На фиг. 21 приведено примерное устройство охлаждения на тепловозе путем пульверизации воды [2].

Резервуар *f* наполняется водой из водяного бака *W*, включенного в водяную сеть охлаждения тепловоза, при помощи трехходового крана *d* и трубки *b*.

В положении трехходового крана *I* резервуар *f* через трубку *a* сообщается с свистковым воздушным резервуаром, вследствие чего вода из резервуара *f* по трубке *g* направляется под давлением в распылитель *C*, укрепленный на кронштейне *h*. При положении крана *II*, резервуар *f* сообщается с баком *W* и разобщается с воз-



Фиг. 22. Распылитель Кертинга: *a*—крыльчатый штифт; *b*—винтовые крылья; *c*—сопло распылителя.

[1] А. Н. Шелест, Работа свободно истекающей струи пара или газа и ее применение в локомотивостроении. «Локомотивостроение». 1933, Сборник 6-й. стр. 4—52

[2] G. Lomonossoff. Diesellokomotiven. Berlin. 1929, стр. 111

НБ УДУНТ (ДІІТ)

духом. Примером распылителя может служить распылитель Кертинга, показанный на фиг. 22. Он состоит из сопла *c* с отверстием в 25 *мм*. Внутри сопла помещен крыльчатый штифт *a* с винтовыми крыльями *b*, который находится там свободно вращающимся.

Под давлением воды в 3—6 *ат*, крыльчатый стержень приходит во вращательное движение и вода под действием собственной центробежной силы распыливается.

Номограмма для определения размеров холодильников. Принимая во внимание, что определение размеров основных элементов холодильников сопряжено с необходимостью подбора этих размеров при наличии нескольких заданных величин, является удобным пользоваться в таком случае номограммой, построенной на основании формулы (25), которая принимает следующий вид:

$$X = \frac{Q}{\vartheta_1 - t_o} = \frac{1}{\frac{1}{Hk} + \frac{1}{2M\gamma_м c} + \frac{1}{2L\gamma c_p}}$$

Такая номограмма, приведенная на вклейке между стр. 40 и 41, построена для случаев колебания связываемых ею величин в следующих пределах:

Величины	Q	— от	$280 \cdot 10^3$	до	$1200 \cdot 10^3$ *кал/час*
»	$\vartheta_1 - t_o$	— »	25	»	75° С
»	M	— »	30	»	70 *м*³/*час*
»	W	— »	20	»	70 »
»	L	— »	$50 \cdot 10^3$	»	$200 \cdot 10^3$ »
»	H	— »	125	»	1000 *м*²
»	k	— »	40	»	100 *кал/м² час* 1° С
»	X	— »	8500	»	16000 *кал/час* 1° С

Все необходимые пояснения номограммы с примером пользования ею приведены на самой номограмме. Для определения величины k по формуле (29) на обратной стороне вклейки между стр. 40 и 41 помещена номограмма, пояснение и пользование которой с достаточной полнотой приведены на самой номограмме.

Ввиду незначительности изменения величины $\frac{\delta}{\mu}$, она принята постоянной при условии $\delta = 1$ *мм* и $\mu = 300$ *кал/м² час*¹ °С.

Пределы изменения входящих в формулу (29) величин взяты следующие:

для величины λ — от 40 до 105 *кал/м²час*¹°С.
» » β — от 500 до 2100

В соответствии с этим пределы изменения величины k получились от 40 до 100 *кал/м²час*¹°С.

5. ТЕПЛОВОЗЫ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Тепловоз Зульцера типа 2-2-2 (фиг. 23). Казавшееся наиболее простым решение тепловозной конструкции в виде тепловоза непосредственного действия было причиной появления первого мощного тепловоза, именно такой системы. Этот тепловоз вошел в историю тепловозостроения под названием тепловоза Зульцера, так как на нем был установлен двигатель швейцарского завода Зульцер в Винтертуре. Все же остальные части этого тепловоза были построены германским заводом Борзига.

Тепловоз по общему проекту двух упомянутых заводов и при участии паровозного конструктора Клозе и самого Р. Дизеля строился в течение 6 лет (1906—1912 г.) и представлял собой следующую конструкцию (фиг. 23), основные данные которой приведены в табл. V.

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица V

Основная характеристика тепловоза Зульцера

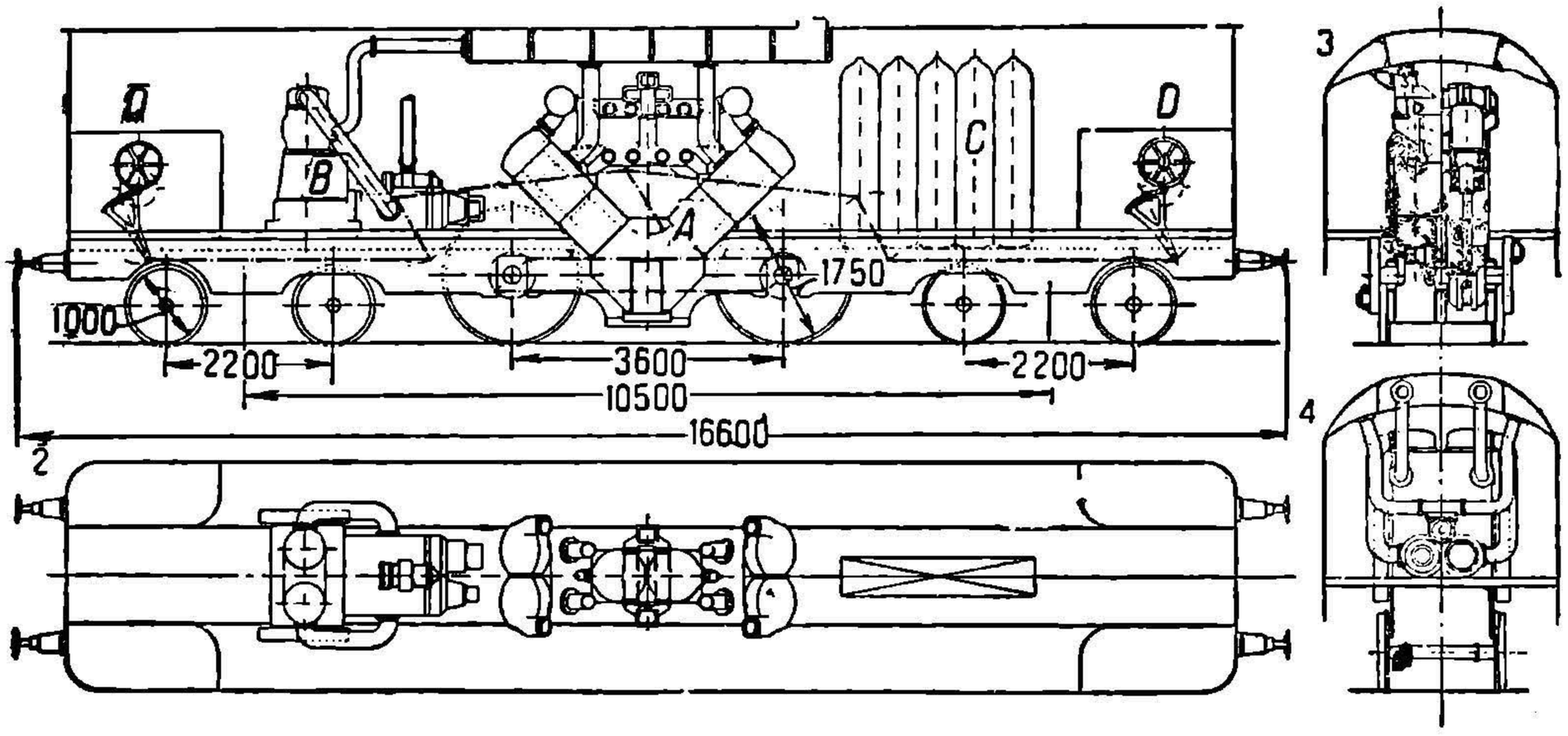
Род службы	Пассажирский
Тип	2—2—2
Главный двигатель.	
Число цилиндров . .	4
Диаметр цилиндров . .	380 *мм*
Ход поршней	550 „
Наибольшее число оборотов .	275 об/мин
Число тактов работы	2
Расчетное эффективное давление .	4,5 *кг/см²*
Наибольшая мощность на валу . .	700 *л. с.*
Наибольшая подача водяного насоса .	
Наибольшая подача масляного насоса	
Вспомогательный двигатель.	
Число цилиндров	2
Диаметр цилиндров	305 *мм*
Ход поршней	380 „
Наибольшее число оборотов	350 об/мин
Число тактов работы . . .	2
Расчетное эффективное давление	5,8 *кг/см²*
Наибольшая мощность на валу	250 *л. с.*
Экипаж и ходовая часть.	
Длина между буферами .	16 600 *мм*
База полная .	12 700
База жесткая	3 600
Диаметр движущих колес . . .	1 750
Диаметр поддерживающих колес	1 000
Вес:	
основного двигателя . . .	*т*
вспомогательного двигателя	
холодильников	
запаса топлива	
„ смазки	
„ воды	
полный .	95
сцепной .	35
Нагрузка наибольшая:	
передних бегунковых осей .	15 *т*
сцепных осей	17,5
задних поддерживающих осей	15 „
Скорость по конструкции наибольшая	90 *км/час*
Наименьшая расчетная скорость	

На раме тепловоза, покоившейся на двух сцепных и четырех поддерживающих осях, был установлен двухтактный дизель простого действия *A*. Четыре цилиндра двигателя составляли сдвоенный агрегат с расположением цилиндров под углом в 90°. Коленчатый вал двигателя являлся в то же время и отбойным валом тепловоза (фиг. 24), два внутренних кривошипа которого были расположены под углом в 180°. Наружные же кривошипы были соединены с кривошипами двух движущих осей тепловоза при помощи сцепных дышел. Передаточное число между числом оборотов коленчатого вала двигателя и числом оборотов колеса тепловоза равнялось единице и потому, при наибольшем числе оборотов двигателя в 275 об/мин скорость тепловоза при диаметре колес в 1750 *мм* должна была, согласно формулы (2), достигать 90 *км/час*.

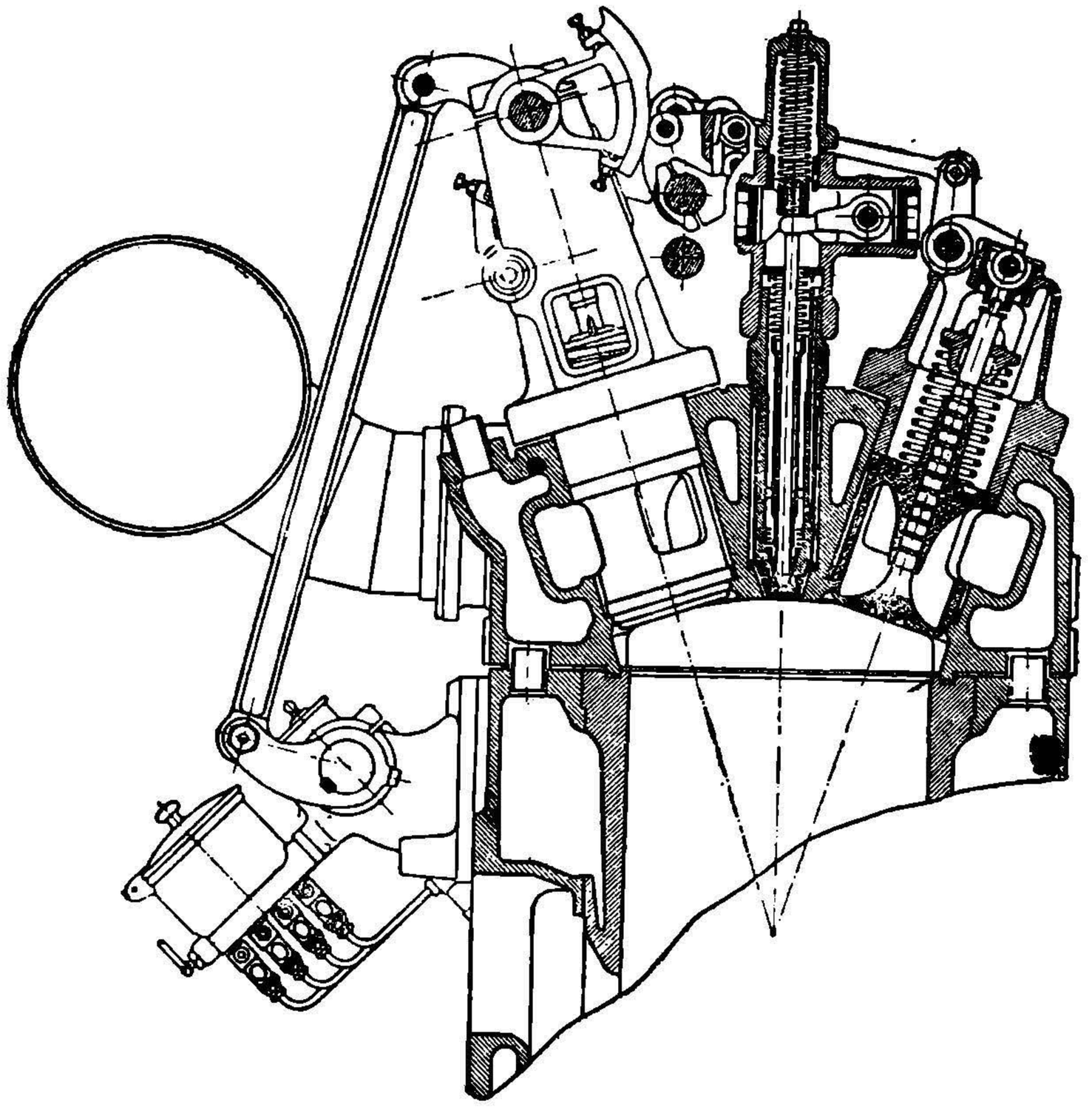
Несомненная простота конструкции двухтактного двигателя послужила причиной постановки такого дизеля на этот первый мощный тепловоз.

На фиг. 25 приведена часть конструкции цилиндра дизеля с его крышкой. Двигатель являлся реверсивным и имел клапанно-щелевую продувку. Действие пусковых, всасывающих, продувочных, а также топливных клапанов осуществлялось при помощи привода от находившегося на коленчатом валу и вращавшегося эксцентрика. В данном случае так же, как и у паровоза, изменение наполнения и перемена хода достигалась при помощи эксцентрика, перестановка которого производилась при помощи тяг с двух постов управления тепловозом.

ГБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 23—24. Тепловоз Зульцера типа 2—2—2 непосредственного действия. Продольный вид (1), план (2) и поперечные разрезы (3, 4)
A—основной двигатель, *B*—вспомогательный дизель-компрессор, *C*—баллоны сжатого воздуха, *D*—посты управления.



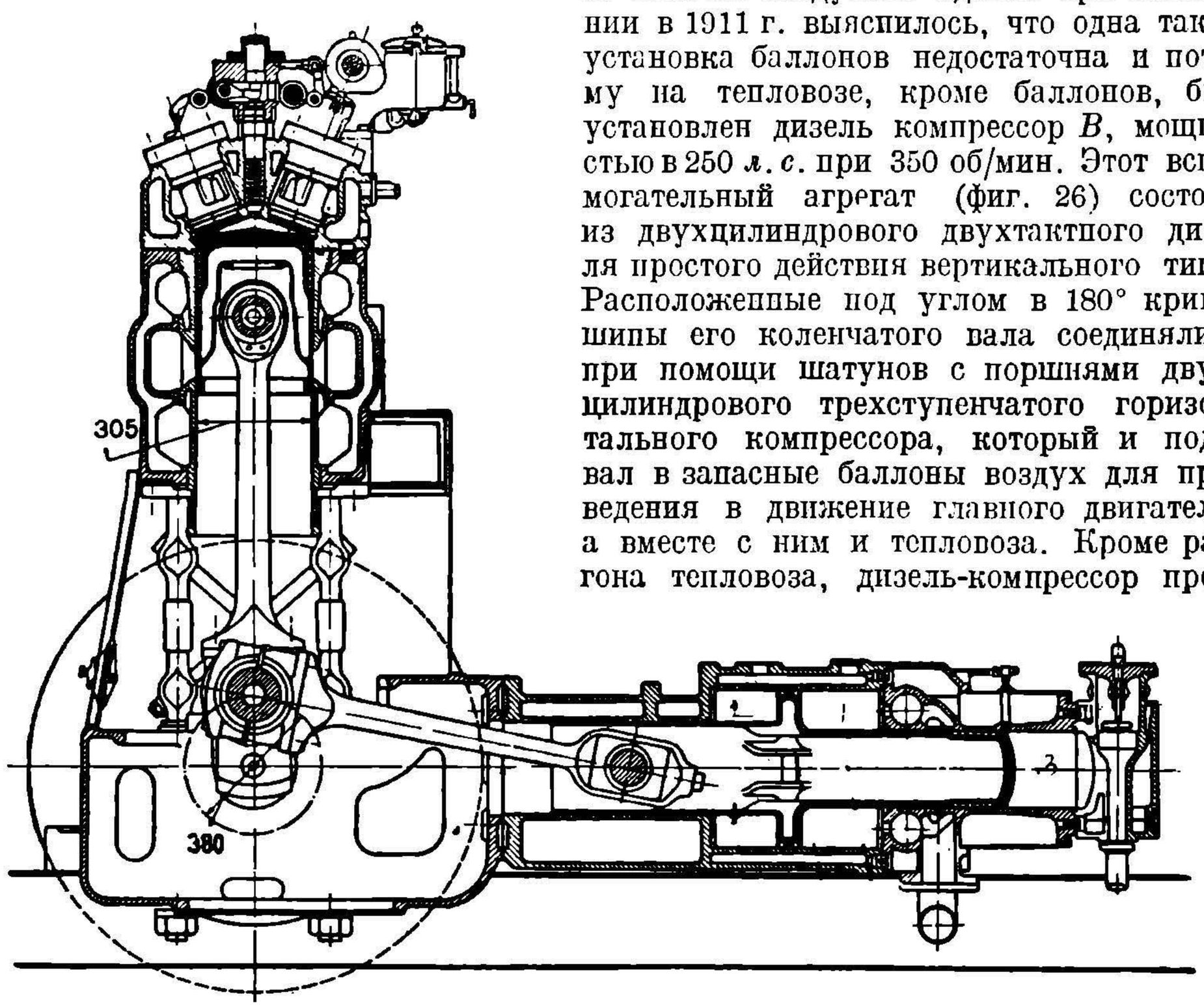
Фиг. 25. Часть конструкции цилиндра дизеля тепловоза Зульцера.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Для подачи зарядного и продувочного воздуха между цилиндрами двигателя были установлены два поршневых насоса двойного действия. Для распыливания же топлива рядом с ними находился трехступенчатый компрессор. Привод всех этих агрегатов осуществлялся при помощи рычажной передачи от шатунов двух передних цилиндров. Вполне понятно, что все эти воздушные насосы могли работать только на ходу тепловоза.

Трогание тепловоза с места осуществлялось при помощи воздуха, который должен был впускаться в цилиндры дизеля до момента получения в них вспышки топлива. Предполагалось, что коэфициент эластичности двигателя будет около 9, так что двигатель при 30 об/мин и на скорости в 10 *км/час* даст уже надежную вспышку.

Для подачи необходимого количества воздуха первоначально предполагалось обслуживать двигатель несколькими поставленными на тепловоз резервуарами *C* со сжатым воздухом. Однако при испытании в 1911 г. выяснилось, что одна такая установка баллонов недостаточна и потому на тепловозе, кроме баллонов, был установлен дизель компрессор *B*, мощностью в 250 *л. с.* при 350 об/мин. Этот вспомогательный агрегат (фиг. 26) состоял из двухцилиндрового двухтактного дизеля простого действия вертикального типа. Расположенные под углом в 180° кривошипы его коленчатого вала соединялись при помощи шатунов с поршнями двухцилиндрового трехступенчатого горизонтального компрессора, который и подавал в запасные баллоны воздух для приведения в движение главного двигателя, а вместе с ним и тепловоза. Кроме разгона тепловоза, дизель-компрессор предназначался также и для помощи главному дизелю в наиболее трудных местах пути.



Фиг. 26. Дизель-компрессор тепловоза Зульцера.

Холодильное устройство тепловоза для охлаждения цилиндров, как главного, так и вспомогательного двигателя, состояло из водяных баков, расположенных по концам тепловоза, откуда вода, при помощи пассов, прогонялась через рубашки цилиндров и шла сначала в сотовые холодильники, находившиеся у постов машиниста *D*, а затем через выключаемые испарительные холодильники попадала обратно в водяные баки [1]. Поршни цилиндров охлаждались маслом

[1] В первоначальном проекте этого тепловоза круговой процесс охлаждения отсутствовал и вода по охлаждении цилиндров выпускалась непосредственно на путь. Так как при этом воды хватало всего на 70 *км*, то заводу было предложено спроектировать на тепловозе обратное охлаждение воды.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при помощи установленных масляных насосов, которых, ввиду значительной ответственности их работы на тепловозе, имелось два комплекта.

Выхлопные газы как главного, так и вспомогательного двигателей, направлялись в расположенный на крыше тепловоза глушитель, снабженный для поглощения ударов сетками. Таким образом тепло продуктов сгорания шло неиспользованным, хотя казалось, что оно могло бы быть применено для подогрева воздуха, шедшего от компрессора к главному двигателю, для повышения эффекта работы тепловоза. Это упущение было одной из главных причин слабой работоспособности тепловоза, который обладал кроме того и рядом других недостатков.

Наличие всех этих недостатков вызвало следующие неприятные последствия, из которых некоторые оказались для тепловоза даже разрушительными.

1. Вследствие введения в цилиндры двигателя холодного пускового воздуха вспышки топлива слишком запаздывали и тепловоз должен был работать на чистом воздухе дольше, чем предполагалось по расчету. Это обстоятельство вызывало увеличенный расход воздуха, а следовательно и топлива. Максимальный к. п. д. тепловоза поэтому не мог достигнуть даже 13,5%.

2. Несмотря на значительный расход сжатого воздуха, разгон тепловозом поезда весом в 200 *т* не получался больше 0,1 *м/сек²*, так как наибольшая сила тяги не превышала на ободе 3000 *кг*, составляя таким образом всего лишь 1/10 от сцепного веса.

3. Маневры, даже при поездной службе, тепловоз выполнял с трудом, так как кроме замедленного разгона, получались задержки и при реверсировании двигателя.

4. Двигатель оказался недостаточно уравновешенным и это вызывало возмущение при движении тепловоза, не только неприятно отражавшееся на бригаде тепловоза, но повлекшее за собой и излом отбойного вала.

5. При переходе от холодного пускового процесса к горячему длительному, в стенках цилиндров дизеля появлялись значительные местные напряжения, которые оказались в конце концов гибельными для двигателя, когда лопнул один из его цилиндров.

С точки зрения соотношения между весом и мощностью тепловоз не представлял удовлетворительного решения.

Уже одно соотношение между полным весом (95 *т*) и сцепным (35 *т*)—равное больше 2,7 — указывает на значительный вес двигателя, потребовавший распределения его на большое количество осей. Надо при этом добавить, что тепловоз вышел с превышением веса против задания. В то время как нагрузка на сцепную ось была задана в 15 *т*, а на поддерживающие — 13 *т*, в действительности оказалось, что на сцепные оси пришлось по 17,5 *т*, а на поддерживающие больше 15 *т*.

Мощность тепловоза в общем равна мощности двух его двигателей. Главный двигатель, при нормальном эффективном давлении около 4,5 *кг/см²*, развивал при 275 об/мин. около 700 *л. с.*, и сила тяги, которую он давал на ободе колес тепловоза, составляла при одной только его работе, около 2100 *кг*.

Вспомогательный двигатель развивал 250 *л. с.* и совместно с главным двигателем давал касательную силу тяги около 3300 *кг*, большую чем при трогании тепловоза с места, когда работал лишь один вспомогательный двигатель. Это обстоятельство вызывало замедленный разгон тепловоза и указывало на недостаточную мощность вспомогательного двигателя при том способе работы, который был применен на тепловозе Зульцера.

Считая общую мощность обоих двигателей в 950 *л. с.*, получаем коэфициент равным 27,1 *л. с./т*. Столь высокое значение β указывает на несоответствие мощности силовой установки сцепному весу тепловоза. Такой коэфициент мог бы быть оправдан лишь при значительно больших скоростях работы тепловоза, но в таком случае и к. п. д. его должен был бы быть значительно выше. Низкая же отдача тепловоза и была причиной увеличения коэфициента β. Это обстоятельство вполне подтверждает соображения, изложенные нами на стр. 27—28 относительно тепловозов непосредственного действия.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

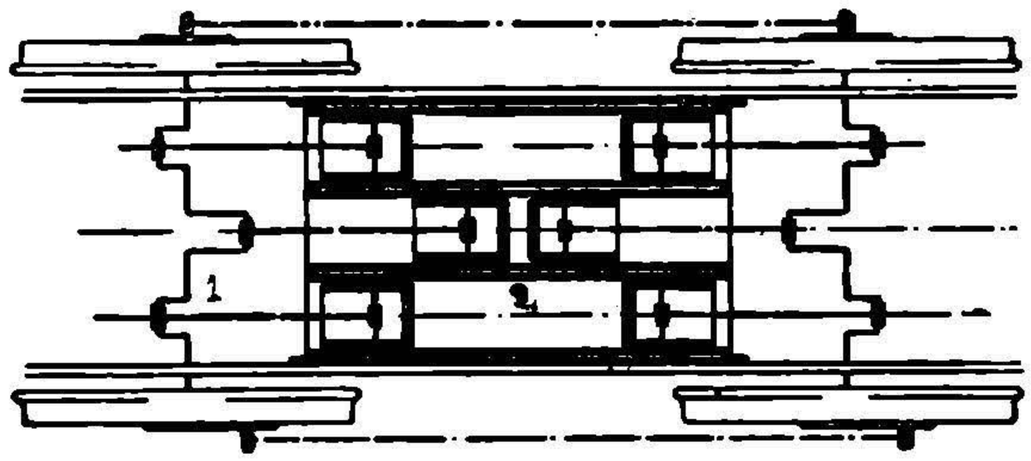
После нескольких опытных поездок в 1914 г., когда у двигателя тепловоза лопнул один из цилиндров, было решено дальнейшие опыты с тепловозом прекратить в виду выяснившейся непригодности самой конструкции тепловоза. Тепловоз после этого был превращен в лом.

Неудачи с тепловозом Зульцера заставили при новых попытках создания тепловоза непосредственного действия искать путей, во-первых, по устройству такой вспомогательной установки к обычному двигателю, которая могла бы работать независимо от главного двигателя и не нарушать тем самым правильности работы последнего, и, во-вторых, по созданию специального типа двигателя, который развивал бы необходимый вращающий момент при трогании тепловоза с места, без всяких затруднений и с достаточным ускорением.

Тепловоз Ансальдо типа 2-3-1. В результате первой попытки явился тепловоз Ансальдо, именующийся по итальянскому заводу его постройки Ансальдо в Генуе. Этот тепловоз был закончен постройкой в 1926 году.

В качестве основного двигателя для тепловоза завод избрал двигатель системы Юнкерса с противоположно работающими или, говоря иначе, разбегающимися поршнями.

Простейший вид применения такой системы двигателя для локомотивных целей представлен на фиг. 27, где приведен горизонтальный тип двигателя. В трех цилиндрах последнего, расположенных между продольными листами локомотивной рамы на высоте его движущих осей, работают с общей междупоршневой камерой сгорания три пары разбегающихся поршней, причем шатуны двигателя работают непосредственно на две движущих оси тепловоза. Такой способ передачи усилий неудачен уже по одному тому, что движущие оси должны иметь несколько колен и в данном случае быть трехколенчатыми. Кроме того, непосредственная связь поршней с воспринимающими путевые толчки осями тепловоза должна неблагоприятно отражаться на работе двигателя, цилиндры которого жестко укреплены в надрессорном строении тепловоза. При такой конструкции не обеспечивается постоянство расчетной степени сжатия в цилиндрах двигателя.



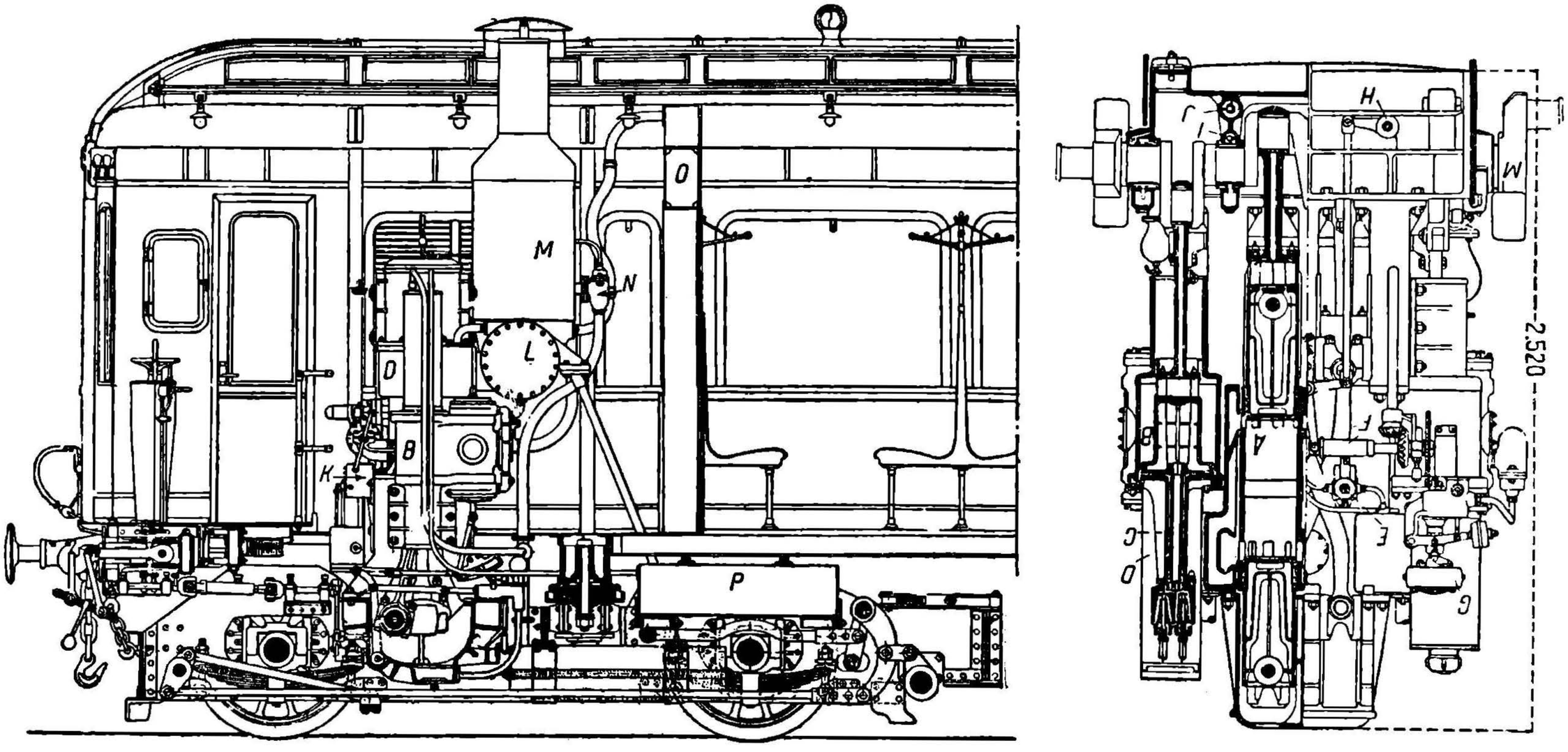
Фиг. 27. Применение двигателя с разбегающимися поршнями для подвижного состава ж. д.

Другой формой применения двигателя Юнкерса для ж.-д. подвижного состава может служить образец постройки автовагона Леру с вертикальным расположением цилиндров двигателя (фиг. 28). Этот автовагон был построен во Франции заводом Фив—Лиль и разрушен во время последней мировой войны [1] Однако неудобством вертикального расположения двигателя является неравенство возвратно-движущихся в одном цилиндре масс, связанных с двумя противоположно работающими поршнями. В то время как от одного поршня на колепчатый вал действует кроме поршня всего лишь один его шатун, от другого поршня на коленчатый вал передается масса не только шатуна, но вместе с тем и передаточного механизма с направляющими.

Для тепловоза Ансальдо в этом отношении было найдено более совершенное решение с двигателем, устранившее оба отмеченные выше недостатка. Двигатель в данном случае взят горизонтальный, шестицилиндровый с верхним расположением его на раме тепловоза (фиг. 29), которая покоится на трех сцепных и трех поддерживающих осях. Основные данные тепловоза приведены в табл. VI. Двигатель A имеет три нижних цилиндра n, лежащих параллельно друг другу и три таких же верхних цилиндра m. Каждая пара из верхнего и нижнего ци-

[1] С. Коншин, Автовагоны. 1933, стр. 50.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 28. Автовоз Леру непосредственного действия.

A—цилиндр двигателя; *B*—цилиндр продувочного насоса; *C*—цилиндр компрессора; *D*—охлаждающая рубашка; *E*—форсунка; *F*—распределительный вал; *G*—регулятор подачи сжатого воздуха; *H*—управление распределением; *I*—управление топливным насосом; *J*—управление переменой хода; *K*—топливный насос; *L*—глушитель *M*—подогреватель воды; *N*—клапан подачи воздуха к двигателю.

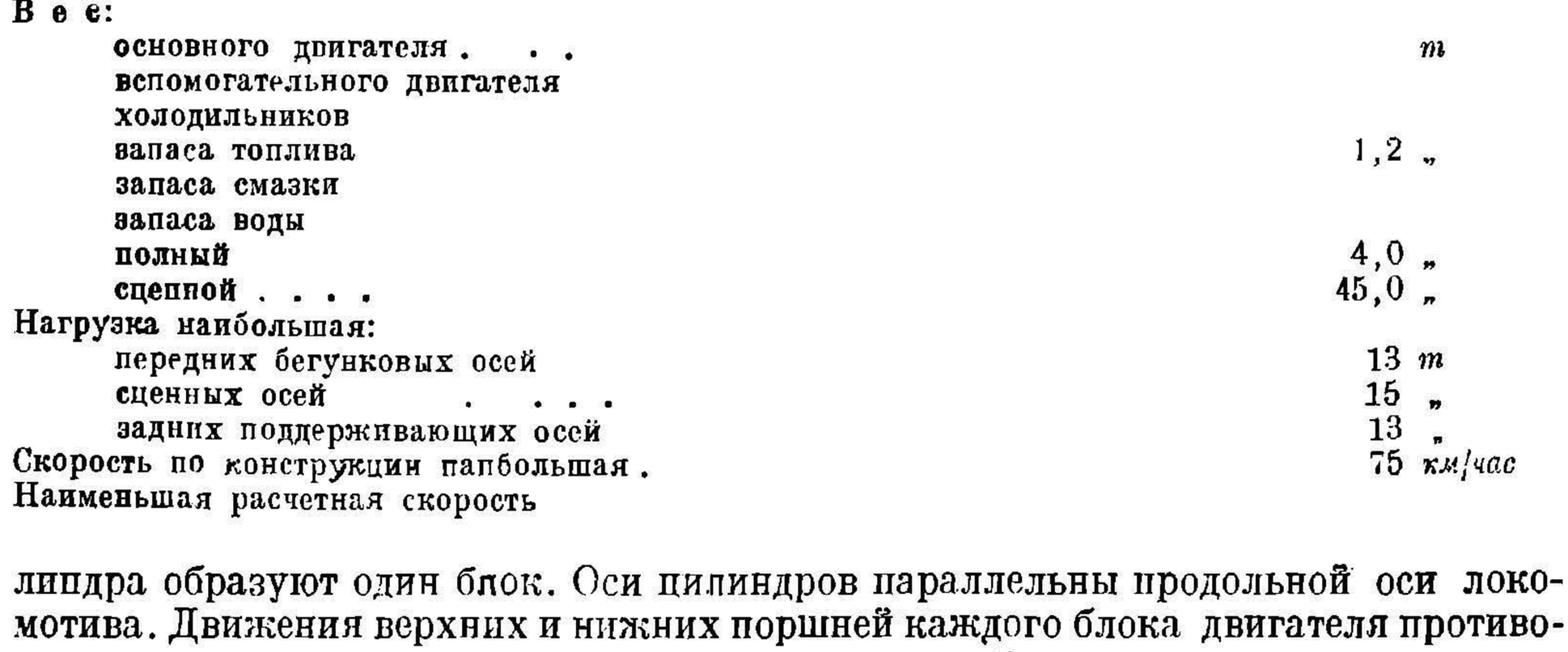
НВ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица VI

Основная характеристика тепловоза Ансальдо

Род службы	. Пассажирский
Тип	2-3-1
Главный двигатель	
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндров	480 *мм*
Ход поршней	2 × 300 „
Наибольшее число оборотов	300
Число тактов работы	2
Расчетное эффективное давление	3,7 *кг/см²*
Наибольшая мощность на валу	1 100 *л. с.*
Наибольшая подача водяного насоса	
Наибольшая подача масляного насоса	
Вспомогательная воздушная машина	
Число цилиндров	
Диаметр цилиндров	
Ход поршней	
Экипаж и ходовая часть	
Длина между буферами	14 200 *мм*
База полная .	10 750 „
База жесткая	4 100 „
Диаметр движущих колес . . .	1 370 „
Диаметр поддерживающих колес	1 110/980 *мм*
Вес:	
основного двигателя . . .	*т*
вспомогательного двигателя	
холодильников	
запаса топлива	1,2 „
запаса смазки	
запаса воды	
полный	4,0 „
сцепной	45,0 „
Нагрузка наибольшая:	
передних бегунковых осей	13 *т*
сценных осей	15 „
задних поддерживающих осей	13 „
Скорость по конструкции наибольшая .	75 *км/час*
Наименьшая расчетная скорость	

липдра образуют один блок. Оси цилиндров параллельны продольной оси локомотива. Движения верхних и нижних поршней каждого блока двигателя противоположны, так как шатуны в цилиндрах каждого блока соединены с верхними и нижними концами трехплечих балансиров *a*, *b* (фиг. 30), качающихся на попе-



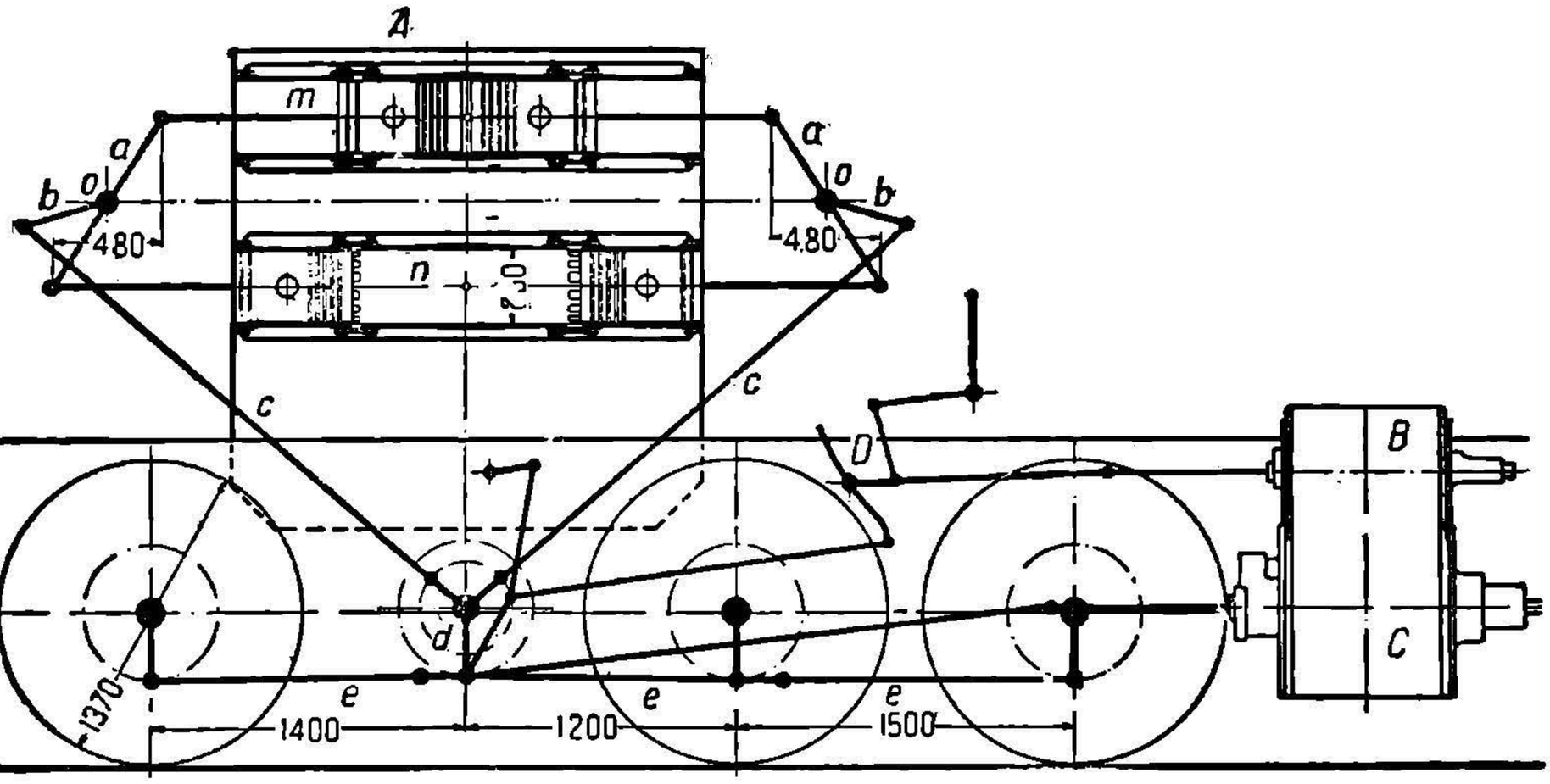
Фиг. 29. Тепловоз Ансальдо типа 2—3—1 непосредственного действия.

речном валу *o* около своей оси. Качание балансиров через их третье плечо и длинные шатуны *c* передается на отбойный вал *d*, помещающийся под блоками цилиндров. Таких шатунов шесть — по три с каждой стороны двигателя. Три

УДУНТ (ДІІТ) НБ

движущих оси тепловоза сцеплены с отбойным валом коленчатым валом посредством обычных спарников *e*.

Двигатель типа Юнкерса является простейшим, так как не имеет клапанов; зарядка воздухом и выхлопы газов происходят обычным путем через окна, перекрываемые поршнями. Окна устроены так, чтобы дать единое направление потоку газов. Различные исследования, произведенные ранее над аэроплапным двига-



Фиг. 30. Движущ й механпзм тепловоза Апсальдо.
A—двигатель; *B*—золотниковая коробка; *C*—цилиндры: *D*—кулиссный механизм; *n*—нижние цилиндры дизеля; *m*—верхние цилиндры дизеля; *a*—*b*—трехплечий балансир; *c*—шатуны: *d* -отбойный вал; *e*—спарники; *o*—валы балап иров.

телем [1], были использованы для получения возможно большего к. п. д. у двигателя локомотивной конструкции.

Одной из наиболее ценных особенностей этого двигателя является постоянство его к. п. д. при работе в пределах от 10 до 250 об/мип. Уменьшение веса двигателя до требуемой величины не составило особых затруднений, так как фундаментпой плиты у него пет, а блоки цилиндров пепосредственно укреплены на раме тепловоза.

В отличие от запуска двигателя на тепловозе Зульцера, у тепловоза Апсальдо трудности запуска устранены чрезвычайно остроумным способом. Продувочные насосы для двигателя Юнкерса привалепы к раме тепловоза в виде обычных паровозных цилиндров *C*. Эти насосы снабжены крейцкопфами и приводятся в действие от отбойного коленчатого вала посредством шатунов. Золотниковая коробка *B* насоса лежит над цилиндром и золотники приводятся в действие посредством кулиссного механизма *D*, показанного на фиг. 30. Для трогания тепловоза с места оп имеет батарею баллонов сжатого воздуха с давлением в 120 *ати* и общей емкостью в 3200 *л*. Воздух из этих баллонов вводится в цилиндры продувочных насосов, которые и работают подобно цилиндрам паровозной машины. Функционирование двигателя Юнкерса в это время не нарушается и, когда скорость отбойного вала достигает примерно 40 об/мин., двигатель дает вспышку и начипает тянуть поезд. После этого продувочные насосы автоматически переключаются на свою нормальную работу. В данном случае коэфициент эластичности двигателя $\delta = 7{,}5$, что можно считать достаточно высоким.

На основании же опубликованных результатов испытания тепловоза при работе его с пассажирскими поездами [2] и при частых остановках на промежуточных станциях коэфициент эластичпости двигателя достигал значительно

---

[1] Engineering, т. CXXIX, 1930, стр. 471.

[2] С. К. Тепловоз Апсальдо типа 2 3—1. 1-й сборник «Локомотивостроение» 1932, стр. 81—86.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

большей величины, повышаясь даже до 60, когда дизель начинал работать с 5 об/мин. Однако такой коэфициент нельзя считать обычным, так как несомненно, что он мог быть достигнут лишь при горячем состоянии дизеля, когда тепловоз начинал работать после совершенно короткой остановки двигателя.

По сравнению с тепловозом Зульцера у тепловоза Ансальдо оказались перед первым несомненно значительные преимущества в отношении начального момента работы основного двигателя тепловоза.

В отличие от тепловоза Зульцера этот тепловоз снабжен как бы двумя различными силовыми установками: одной — приводящей тепловоз в движение при трогании с места при помощи сжатого воздуха и другой — дизельной, работающей непосредственно на топливе. В случае необходимости обе силовые установки могут работать одновременно, причем требуемый для двигателя Юнкерса продувочный воздух доставляется после выхлопа его из продувочных насосов.

Перемена хода у воздушной машины достигается кулиссным механизмом, действующим на золотники продувочных цилиндров. Воздух, доставляемый в баллоны, сжимается двумя трехступенчатыми компрессорами, которые обслуживают также подачу воздуха и для распыливания топлива. Главный компрессор расположен как тандем к продувочному насосу; его первые две ступени расположены на одной стороне локомотива, а третья на другой. Два цилиндра низких ступеней образуют блок, который виден на фиг. 29. Компрессор установлен так, что он может работать как в продолжение всей работы тепловоза, так и в том лишь случае, когда тепловоз работает на неполную мощность. В случае следования тепловоза по уклону, компрессор может быть использован как рекуператор. Второй компрессор представляет собой запасную установку. Он помещен в будке машиниста и приводится в действие отдельным двигателем мощностью в 100 *л. с.*

Помещение дизеля отделено от поста машиниста, но сообщаться с ним можно и во время движения поезда.

Охлаждение цилиндров дизеля производится водой, которая прогоняется через расположенные по концам тепловоза холодильники при помощи насоса.

Так же, как и у тепловоза Зульцера, выхлопные газы на тепловозе Ансальдо направляются непосредственно в глушитель, не будучи как-либо использованы для подогрева воздуха. Правда, что в таком подогреве воздуха для тепловоза Ансальдо не имеется той необходимости, которая ощущалась на тепловозе Зульцера.

Испытания тепловоза ограничились к сожалению лишь немногими поездками и поэтому многие факторы его работы остались неосвященными. Так невыясненным остался к. п. д. тепловоза; результаты испытания дали лишь цифру расхода топлива тепловозом на *т-км* его работы между 5 и 6 *г*, каковая цифра является рекордной для итальянских ж. д. Паровозы при тех же условиях расходуют 0,5 *кг* угля и электровозы — 0,3 Wh электроэнергии.

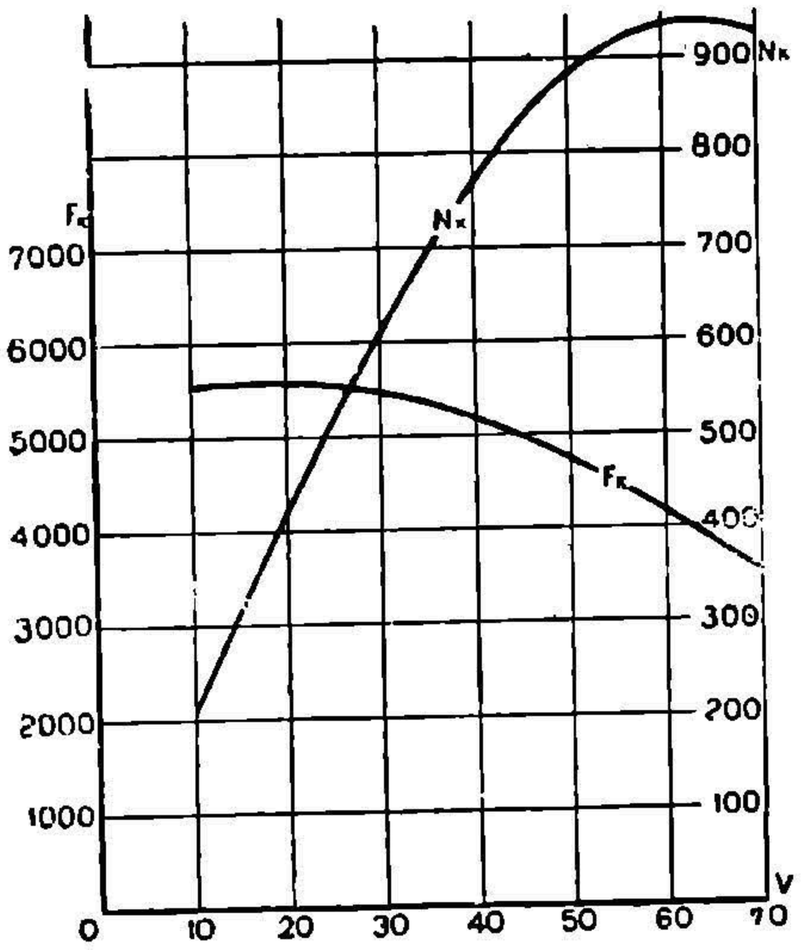
У данного тепловоза значительный интерес представляет определение ускорения движения при трогании его с места, так как работе воздушной машины оказывает сопротивление холостая работа двигателя Юнкерса, которая после длительной стоянки тепловоза при низкой температуре наружного воздуха может оказаться весьма значительной. При этом может оказаться весьма значительным и расход сжатого воздуха воздушной машиной. Даже во время испытаний тепловоза с пригоррдными поездами давление воздуха в баллонах падало в начале поездки до 29 *кг/см²*, понижаясь против первоначального почти на 45 *кг/см²*. Поэтому при маневровой работе тепловоз Ансальдо имел бы несомненные затруднения и для устранения их потребовал бы более мощной вспомогательной компрессорной установки для пополнения расхода воздуха. Это обстоятельство указывает на такой педостаток тепловоза данной конструкции, который нарушает его эксплоатационную надежность.

В отношении использования веса тепловоз Ансальдо представляет собой более совершенную конструкцию по сравнению с тепловозом Зульцера, так как отношение его полного веса (84 *т*) к сцепному (45 *т*) значительно ниже, чем у тепло-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

воза Зульцера и равно 1,87 Нагрузка на сцепную ось в данном случае равна 15 *т* и на поддерживающие в среднем — 13 *т*. Мощность тепловоза Ансальдо обеспечивается, главным образом, двигателем Юнкерса, который при наибольшем числе оборотов, равном 300 об/мин, развивает при среднем эффективном давлении в 3,67 *кг/см²* мощность на валу $N_e = 1100$ *л. с.* Остроумная комбинация продувочного насоса двухтактного двигателя с воздушной вспомогательной машиной в значительной мере понижает мощность необходимой вспомогательной установки, которая на тепловозе Ансальдо, правда, хотя и преуменьшенная, поставлена в 100 *л. с.*

Судя по приведенной на фиг. 31 заводской тяговой характеристике тепловоза наибольшая сила тяги его на ободе, при работе одного главного двигателя, не превышает 5600 *кг*, соответствуя таким образом $^1/_8$ сцепного веса.



Фиг. 31. Тяговая характеристика тепловоза Ансальдо.

Мощность двигателя при этом на валу должна быть выше 210 *л. с.*, реализуемых на ободе колес тепловоза при скорости в 10 *км/час* или при 40 об/мин двигателя. Проверяя какое должно быть при этом среднее эффективное давление, находим, что оно должно равняться около 5 *кг/см²*. Такая величина p_e указывает на несколько перегруженный двигатель.

Тяговая характеристика воздушной машины заводом к сожалению не опубликована.

При общей мощности двигателей тепловоза Ансальдо в 1210 *л. с.* величина β получается равной 26,6 *л. с./т*, т. е. немногим ниже чем у тепловоза Зульцера и опять указывает на недостаточную гармонию между сцепным весом тепловоза и мощностью двигателя на валу, что характерно для тепловозов непосредственного действия.

Но даже и при таком значении β мощность двигателя при работе тепловоза на подъемах оказалась недостаточной для поддержания необходимой скорости поезда, и потому у завода возникла мысль о необходимости установки на тепловозе более мощного двигателя [1].

По имеющимся последним сведениям построенный тепловоз потерпел при испытании аварию с обрывом одного из шатунов движущего механизма и в настоящее время находится на заводе в разобранном виде.

Повреждение движущего механизма возможно в описанной конструкции при боксовании тепловоза во время трогания его с места, когда тепловоз движется под действием одной воздушной машины. Внезапное боксование тепловоза вызывает повышение числа оборотов его колес, а вместе с этим и числа оборотов двигателя, который дает, таким образом, при включенном топливе неожиданную вспышку. Последняя при неверных действиях машиниста может вызвать перенапряжения в частях движущего механизма и повлечь за собой повреждение его отдельных частей.

Таким образом и вторая несомненно улучшенная конструкция тепловоза непосредственного действия, в сущности говоря, не удалась.

Тепловоз Китсон-Стилла типа 1-3-1. Как уже было упомянуто выше (стр. 47) наряду с желанием улучшить вспомогательную установку, в результате которого явился тепловоз Ансальдо, другой попыткой создания тепловоза непосредственного действия было стремление создать специальный тип двигателя, который развивал бы необходимый вращающий момент при тро-

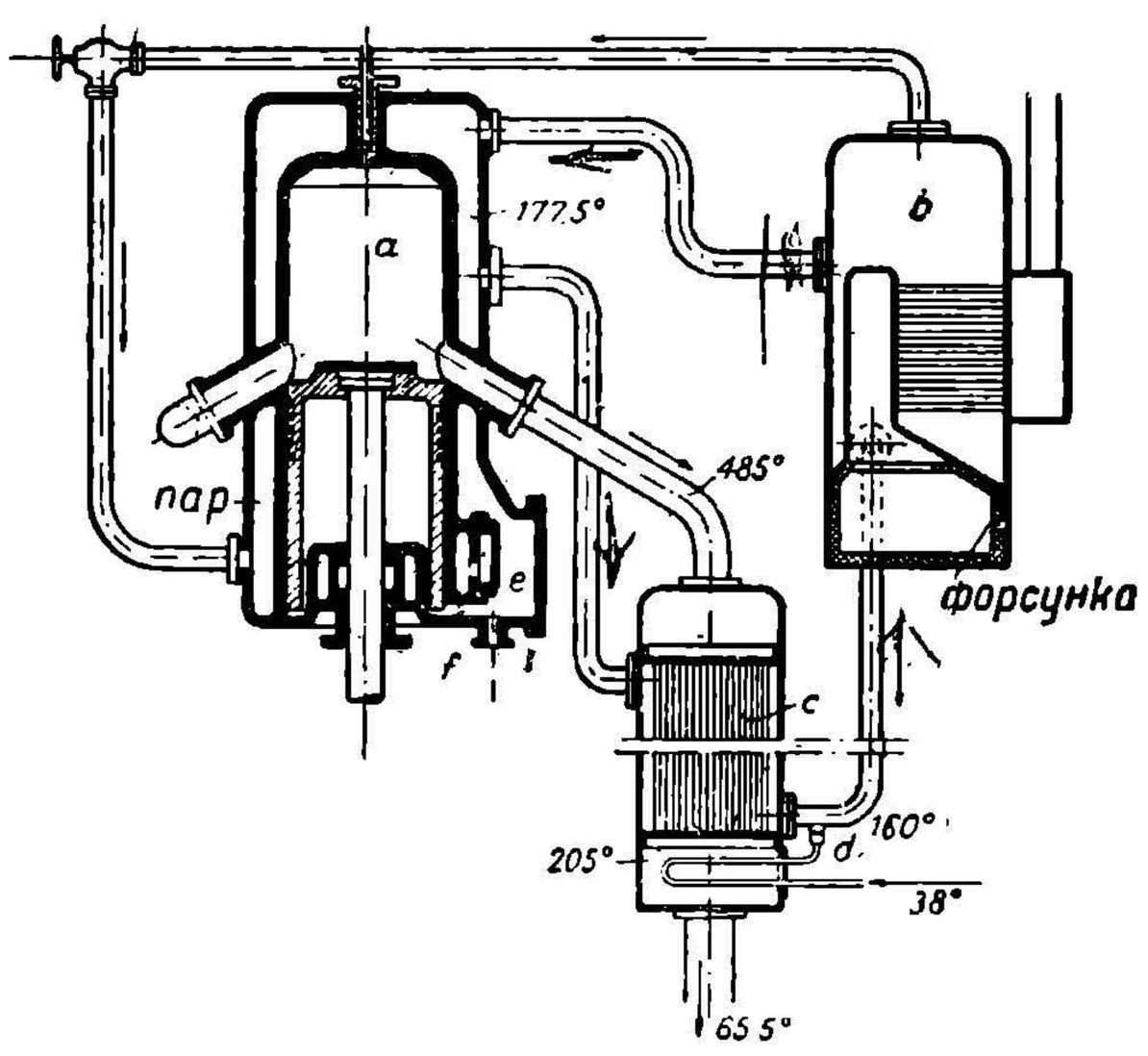
[1] G. Lomonossoff, Diesellokomotiven. 1929. Berlin. стр. 211.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

гании тепловоза с места без всяких затруднений и с достаточным ускорением. Эта попытка вылилась в постройку тепловоза Китсон-Стилла, получившего это название по автору его проекта Китсон-Кларку и по двигателю Стилла, установленному на этом тепловозе.

Тепловоз строился на английском заводе Китсон в Лидсе и окончен постройкой 1928 г.

Занимаясь вопросом создания тепловоза непосредственного действия и зная обо всех трудностях, с которыми связано осуществление такого проекта, Китсон-Кларк остановил свое внимание на двигателе системы Стилла, представляющей собой комбинацию из двигателя внутреннего сгорания и паровой машины. Такая комбинация показалась ему чрезвычайно подходящей для установки ее на тепловозе и он решил, что двигатель внутреннего сгорания должен быть предназначен в этом случае для длительной работы тепловоза, паровая же машина для пуска его в ход и для помощи двигателю в случаях его перегрузки. Пар предназначался, кроме того, к использованию и для целей вспомогательных, как-то: для получения тормозного воздуха, для отопления поезда и других целей.



Фиг. 32. Схема двигателя Стилла.
a—цилиндр двигателя; *b*—котел; *c*-водоподогреватель отходящими газами; *d*—питательный трубопровод; *e*—паровпускное окно; *f*—выпуск пара.

Двигатель Стилла является, как известно, двигателем двойного действия, в цилиндрах которого с одной стороны *a* осуществляется цикл Дизеля и с другой стороны, где проходит шток поршня, происходит работа пара (фиг. 32).

Охлаждающая вода в рубашках цилиндров дизеля соединена с котлом *в*, который для своего отопления использует тепло отходящих от дизеля газов. Первоначальная растопка котла и его отопление производятся нефтью при помощи форсунки.

Опытный двухтактный двигатель Стилла, установленный в 1917 г. в лаборатории завода машин Стилла в Чизвике, развивал 400 *и. л. с.* и расходовал топлива 157 *г/л. с. час.* Такой результат обещал дать на локомотиве значительную экономию в топливе и Китсон-Кларк, после удачного применения двигателя Стилла на судах,[2] решил разработать и осуществить проект такого локомотива, который по сути являлся не тепловозом, а паротепловозом.

Описываемый тепловоз Стилла (фиг. 33), основные данные которого приведены в табл. VII, имеет три сцепных оси и две поддерживающих по концам. На раме тепловоза установлен горизонтальный, 8-цилиндровый, четырехтактный двигатель Стилла.

При решении вопроса, взять ли в данном случае двух или четырехтактный двигатель, доводы склонились в пользу четырехтактного по следующим соображениям.

---

[1] Kitson Clark E. An internal-combustion locomtive. The Proceedings of Mechanical Engineers 1927, №2.

[2] Е. В. Лонткевич, Тепловозы непосредственного действия як тепловозной комисоии, вып. № 3, стр. 113—129.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица VII

Основная характеристика тепловоза Китсен—Стилла

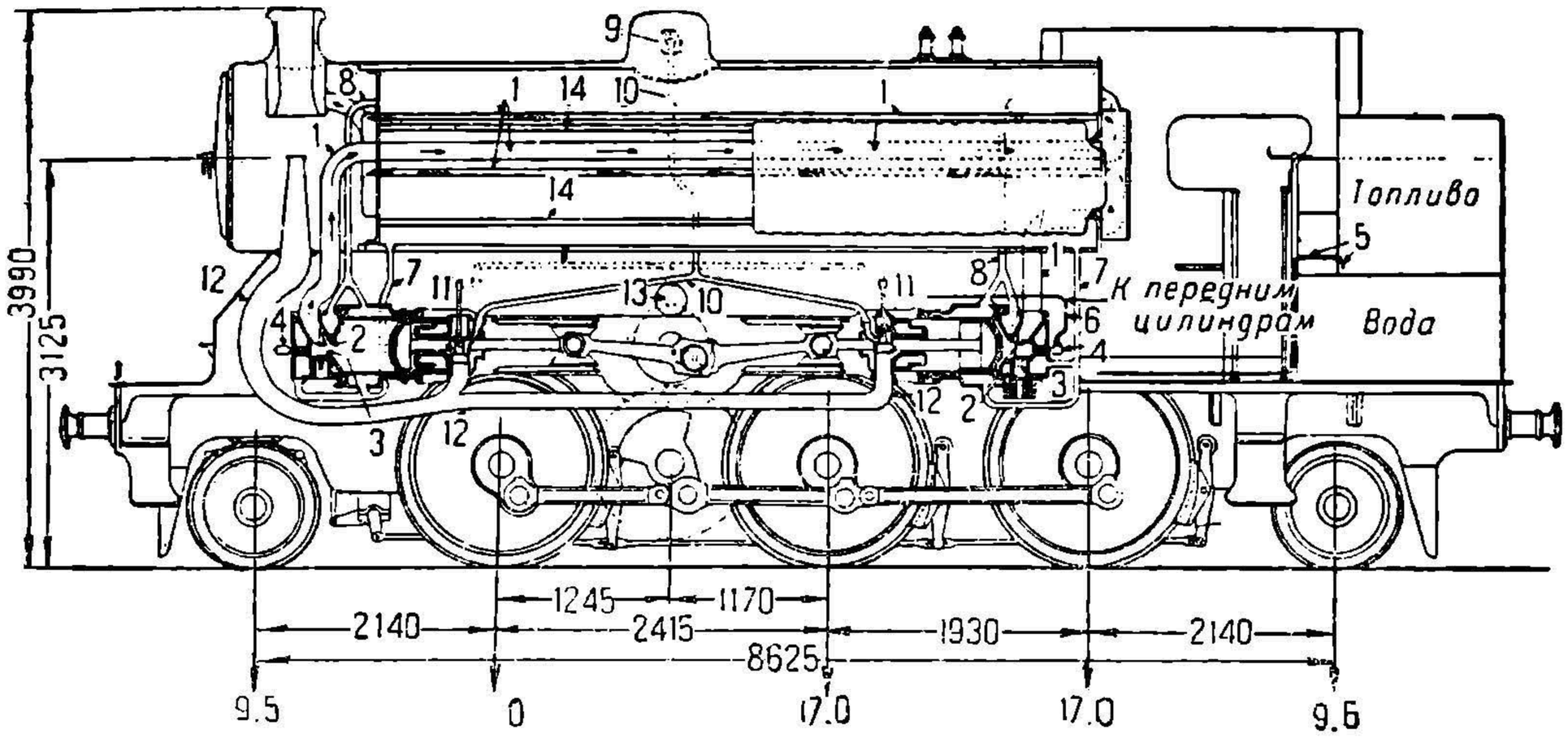
Род службы	Тов.-пассажирский
Тип	1—3—1
Главный двигатель	
Число цилиндров	8
Диаметр цилиндров	434 *мм*
Х д поршней	395 „
Наибольшее число оборотов	450 об/мин.
Число тактов работы	4
Расчетное эффективное давление	6 *кг/см²*
Наибольшая мощность на валу	870/1120 *л.*
Передаточное число от вала двигателя к отбойному	1 : 1,878
Котел	
Рабочее давление пара	12 *кг/см²*
Поверх ость нагрева:	
топки	6,7 *м²*
дымогарных труб	45,5 „
регенеративных труб	47,1 „
полная	99,3
Экипаж	
Длина между буферами	11950 *мм*
База полная	8625 „
База жесткая	4345 „
Д аметр движущих колес	1524 „
Диаметр поддерживающих колес	930 „
В е с:	
основного двигателя	
котла	
запаса топлива	1,5 *т*
запаса смазки	0,4 „
запаса воды	4,5 „
полный	70,0 „
сцепной	51,0 „
Нагрузка наибольшая:	
передней бегунковой оси	9,0 *т*
сцепных осей	17,0 „
задней поддерживающей оси	10,0 „
Скорость по конструкции наибольшая	72 *км/час*
Наименьшая расчетная скорость	

Наряду с простотой двухтактной конструкции являлось опасение, что не будет обеспечена чистота продувочного воздуха, а вследствие этого и исправная работа двигателя. Кроме того, хотя при одинаковой мощности и при одних и тех же размерах цилиндров двухтактный цикл дает возможность обойтись меньшим числом цилиндров, чем при четырехтактном цикле, и тем уменьшить вес и стоймость двигателя, по в данном случае уменьшение числа цилиндров связано было с неудобством уменьшения рабочей площади поршней. Это неудобство заключалось в том, что для трогания тепловоза с места, при уменьшенной площади поршней, потребовалось бы производить впуск пара в цилиндры не только со стороны противоположной двигателю внутреннего сгорания, но и в полость камеры сгорания. Такой впуск пара, хотя и допустим,[1] но требует вместе с тем усложнения двигателя дополнительными механизмами и потому для первого опыта было решено, не усложняя двигатель новшествами, сделать его четырехтактным.

Следующий вопрос, который в данном случае надо было разрешить, заключался в выборе вертикального или горизонтального расположения цилиндров двигателя. При вертикальном расположении цилиндры могут, как известно, или быть поставлены в один ряд вдоль локомотива и в таком случае передача вращающего момента дизеля па оси тепловоза требует применения конической зубчатой передачи, или же, во избежание такой передачи, быть сгруппированы таким

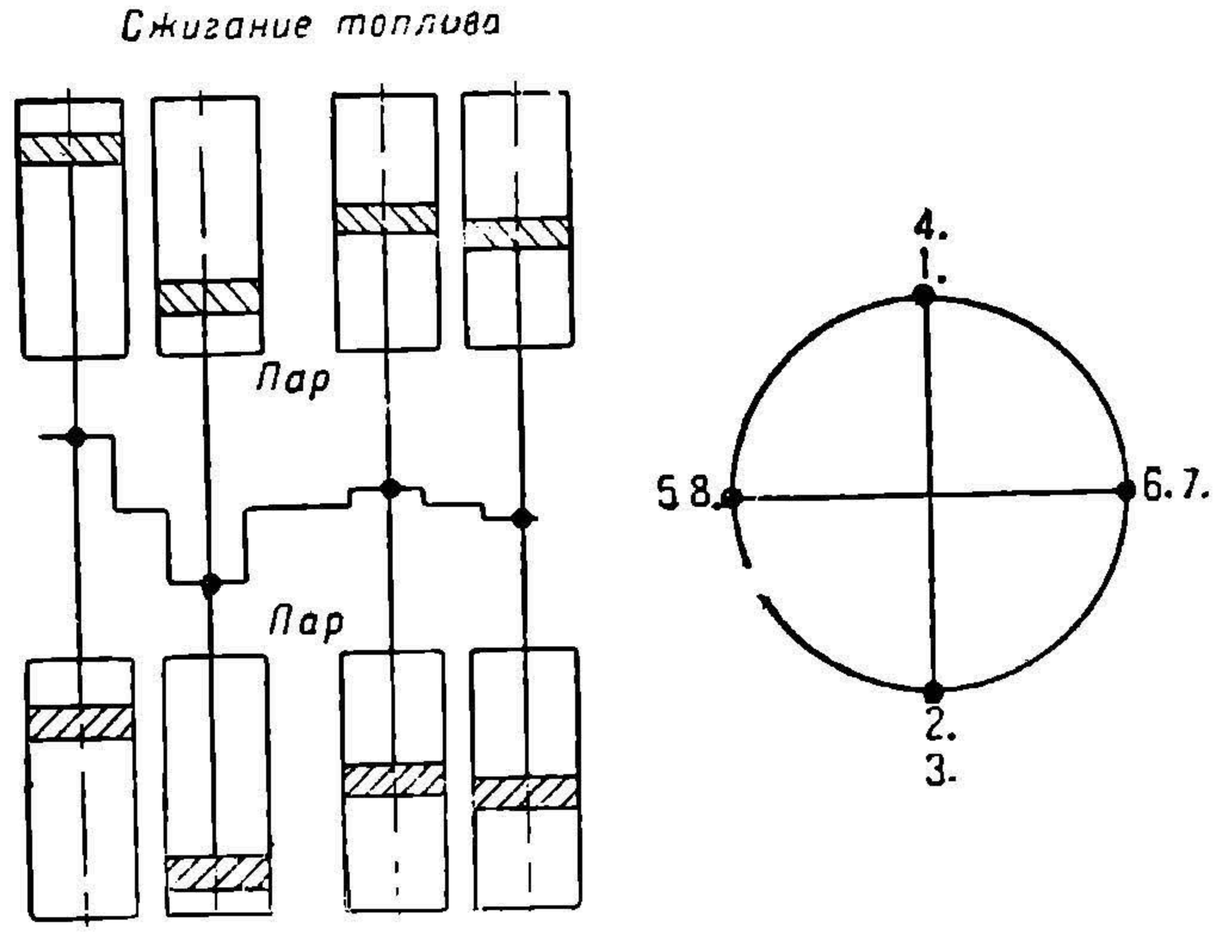
[1] Р. Гильдебранд, Двигатель Дизеля для локомотивов. 1932, 2-й сборник «Локомотивостроение», стр. 36—44.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

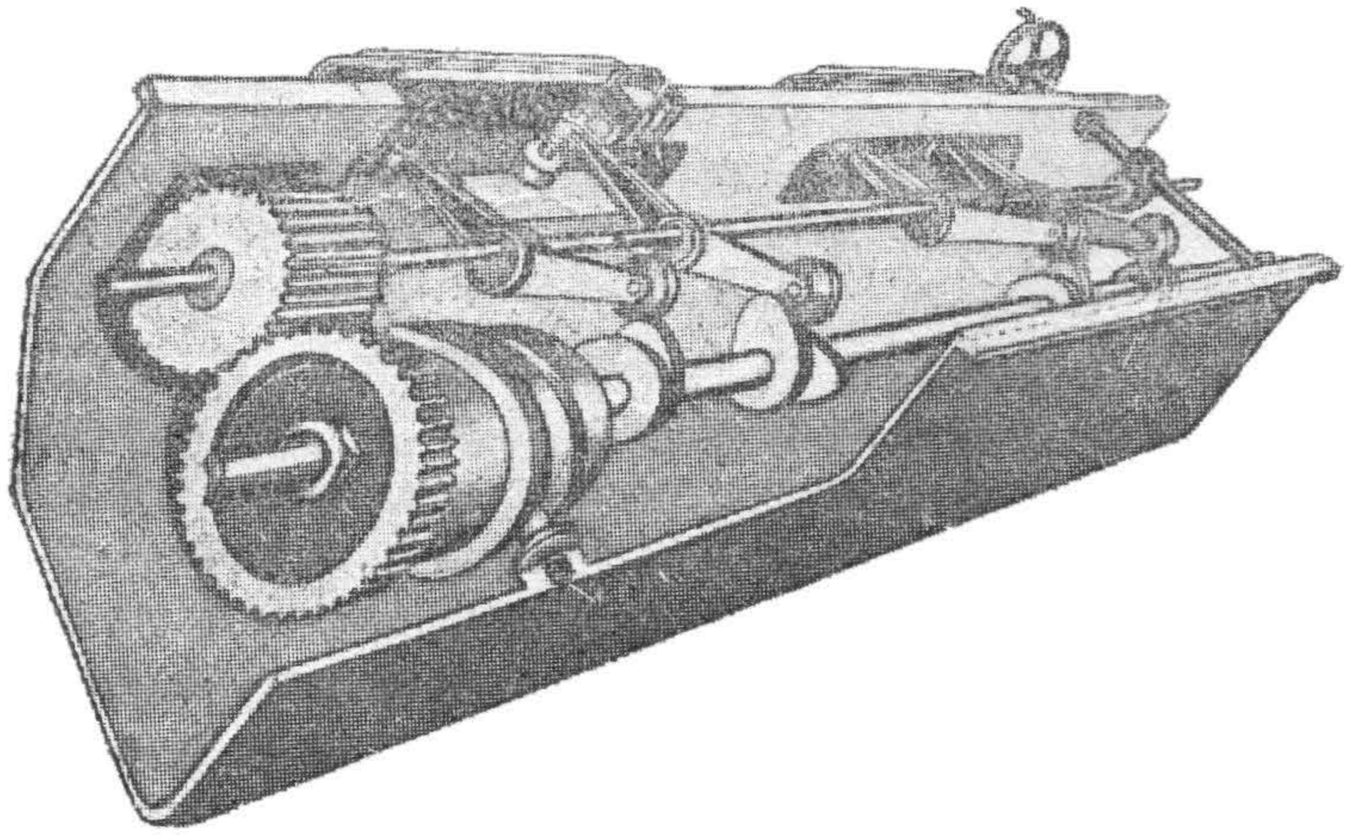


Фиг. 33. Тепловоз Китсон-Стилла типа 1— —1 непосредственного действия.

1—котел, *2*—цилиндры двигателя, *3*—полость сгорания топлива, *4*—форсунки, *5*—топливный трубопровод *6*—тоже, *7*—трубопровод, подводящий воду для охлаждения двигателя, *8*—трубопровод, отводящий воду после охлаждения двигателя, *9* регуляторный золотник в паровом колпаке, *10*—паровыпускная труба, *11*—паровыпускной клапан, *12*—паровыпускные трубы. *15*—парораспределительный механизм, *14*—дымогарные трубы.

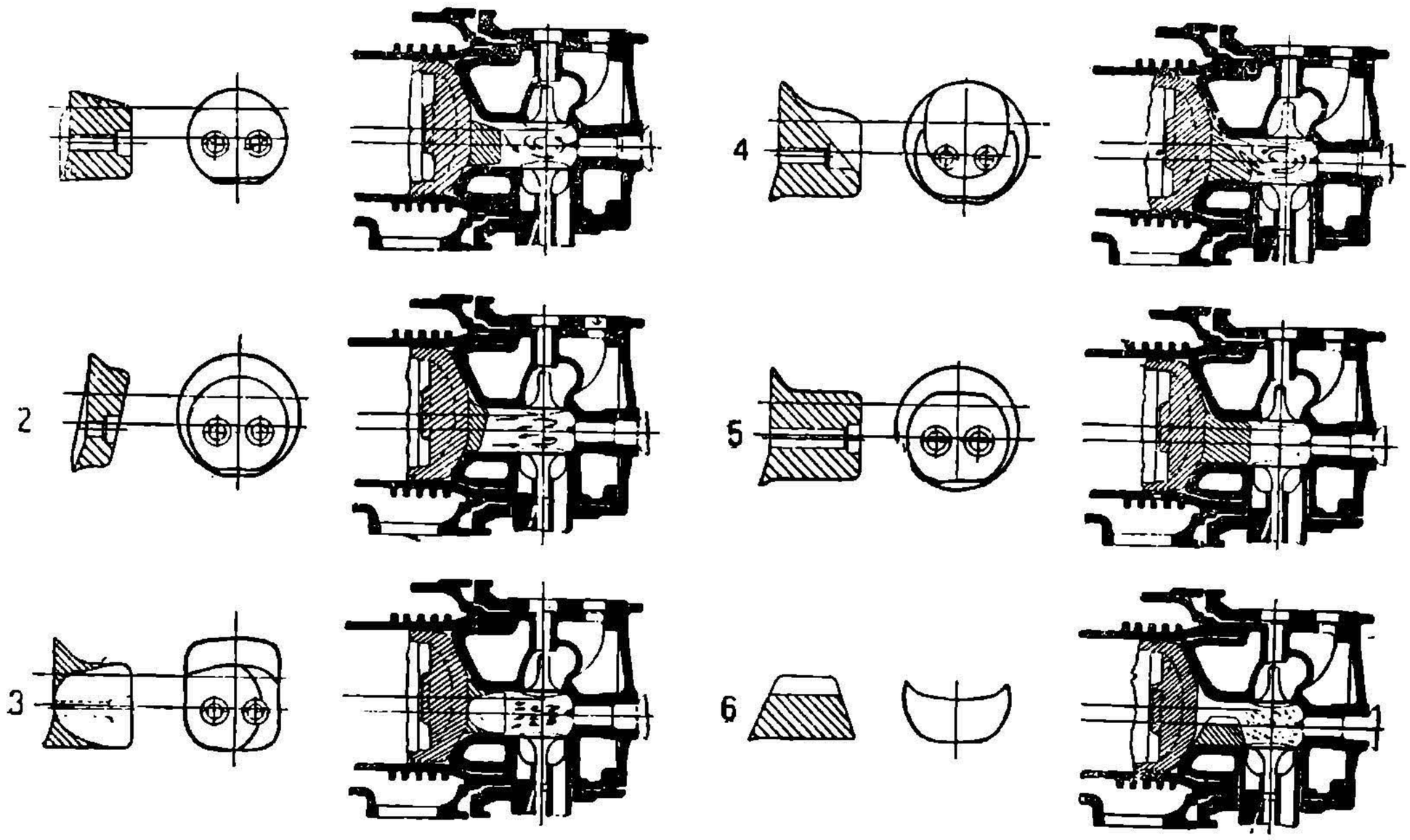


Фиг. 34. Схема расположения цилиндров на тепловозе Китсон-Стилла.



Фиг. 35. Распределительный и реверсивный механизм тепловоза Китсон-Стилла.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 36. Разрезы по головкам цилиндров двигателя Стилла с клапанами и поршнем с различными наставками (1—6) на последнем.

образом, чтобы отдельные группы располагались перпендикулярно продольной оси тепловоза.

В последнем случае, однако, по условиям габарита, имеется возможность поставить в один ряд не больше двух, или самое большее, трех цилиндров. Горизонтальное же расположение цилиндров устраняло отмеченные неудобства вертикального расположения и давало, кроме того, возможность применения более длинных шатунов, нежели при вертикальных цилиндрах.

Поэтому было решено остановиться на горизонтальном расположении цилиндров по схеме, приведенной на фиг. 34, так как такое расположение обеспечивает постоянный положительный вращающий момент.

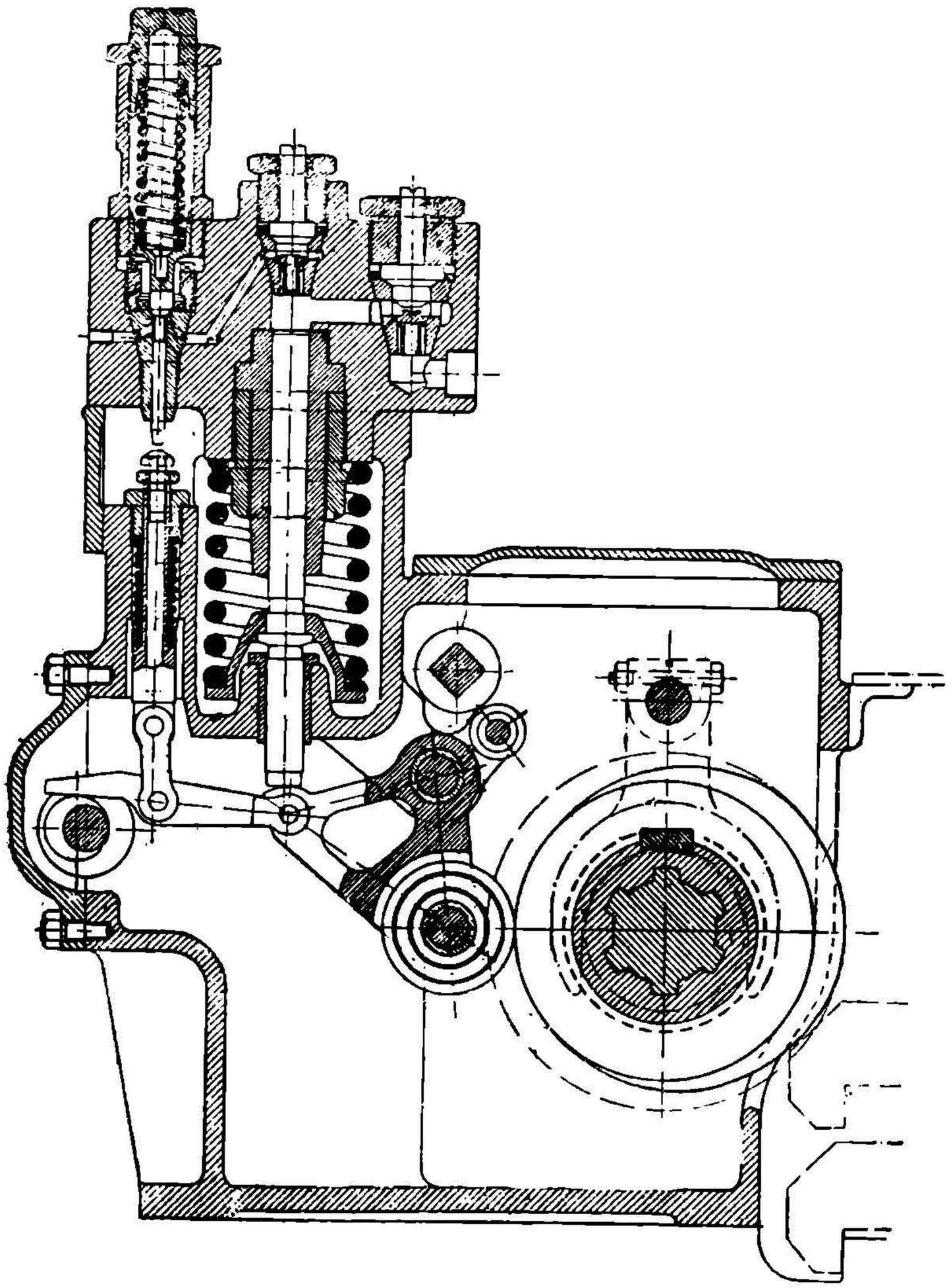
Так как, однако, непосредственное соединение шатунов с движущими осями тепловоза влечет за собой — из-за наличия подвесных рессор между осями тепловоза и укрепленной на раме тепловоза машины — изменение величины степени сжатия в цилиндрах и значительные мгновенные напряжения в осях тепловоза, то решено было ввести между коленчатым валом, — подшипники которого неподвижно укреплены в раме тепловоза, — и движущими осями промежуточный отбойный вал.

Распределительный и реверсивный механизмы двигателя внутреннего сгорания приведен на фиг. 35, из которой видно, что перемещающийся в продольном направлении распределительный вал несет на себе кулачки переднего и заднего хода. Вследствие имеющейся блокировки ролики рычагов при перемещении распределительного вала поднимаются над соответственными кулачками. Эта блокировка дает, таким образом, возможность освободить впускной и выпускной клапаны от нагрузки во время реверсирования.

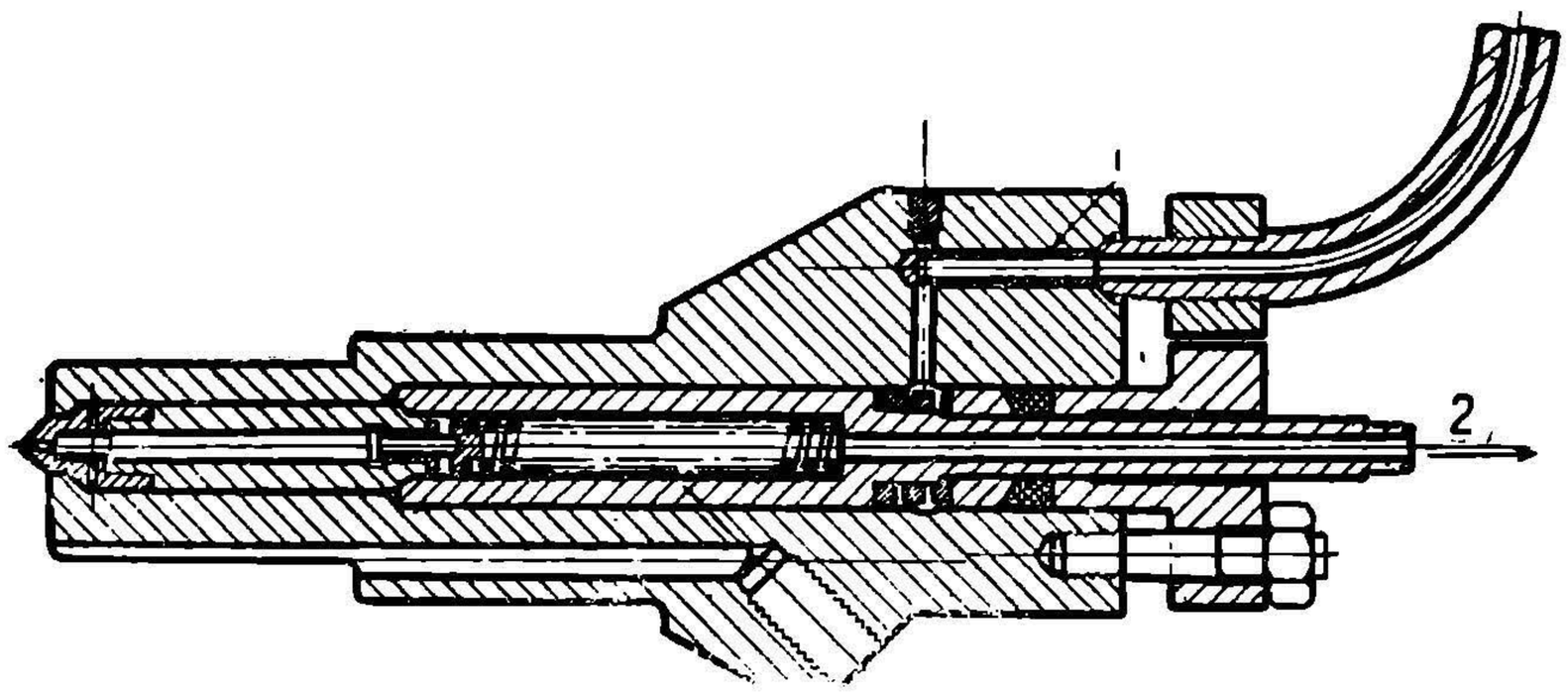
К каждому клапану имеется свободный доступ, так как всасывающий клапан помещен в выдвижном стакане непосредственно под выхлопным клапаном (фиг. 36), находясь на одной с ним линии. Благодаря этому выхлопной клапан вынимается через то же отверстие, что и всасывающий. Гнездо выхлопного клапана имеет охлаждение.

Подача топлива к форсунке осуществляется при помощи топливного насоса, устройство которого приведено на фиг. 37. Управление топливным насосом производится от коленчатого вала при помощи зубчатой передачи. Механизм

НБ УДУНТ (ДІІТ)

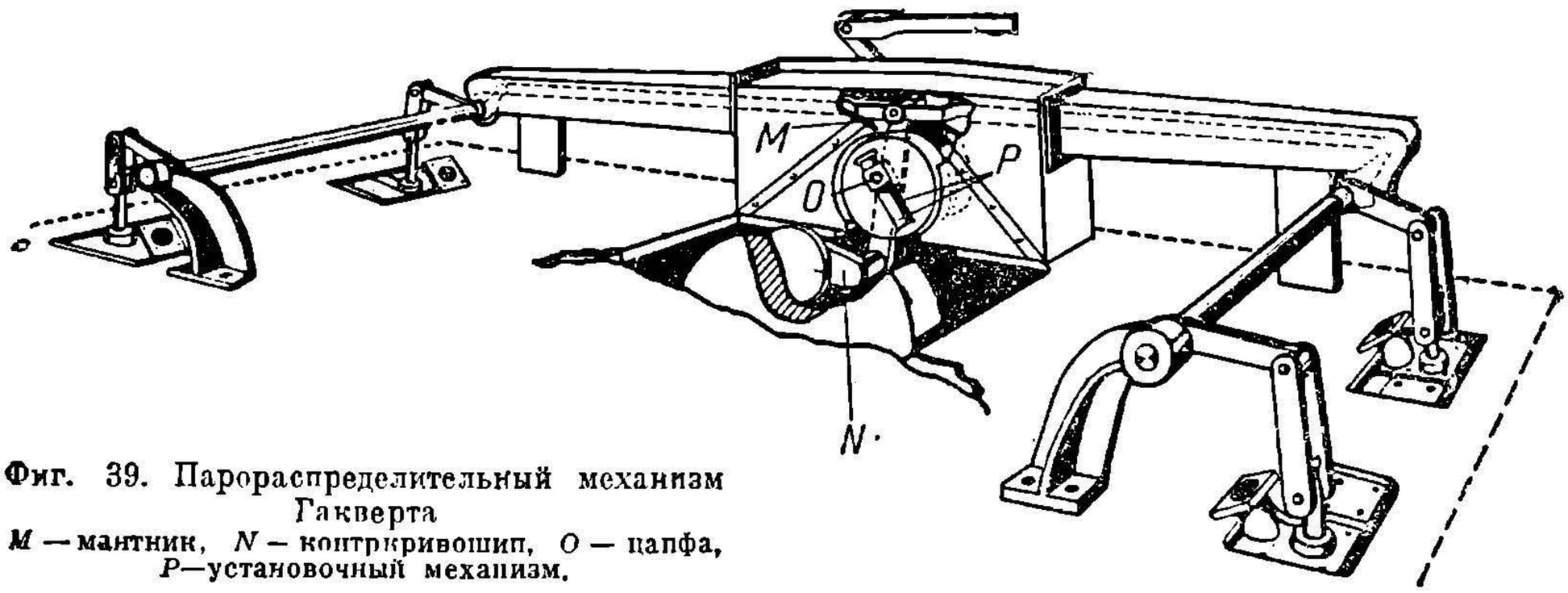


Фиг. 37. Топливный насос двигателя Стилла.



Фиг. 38. Форсунка двигателя Стилла.
1 –топливный трубопровод, *2*—форсуночная игла, *3*—индикаторное отверстие.

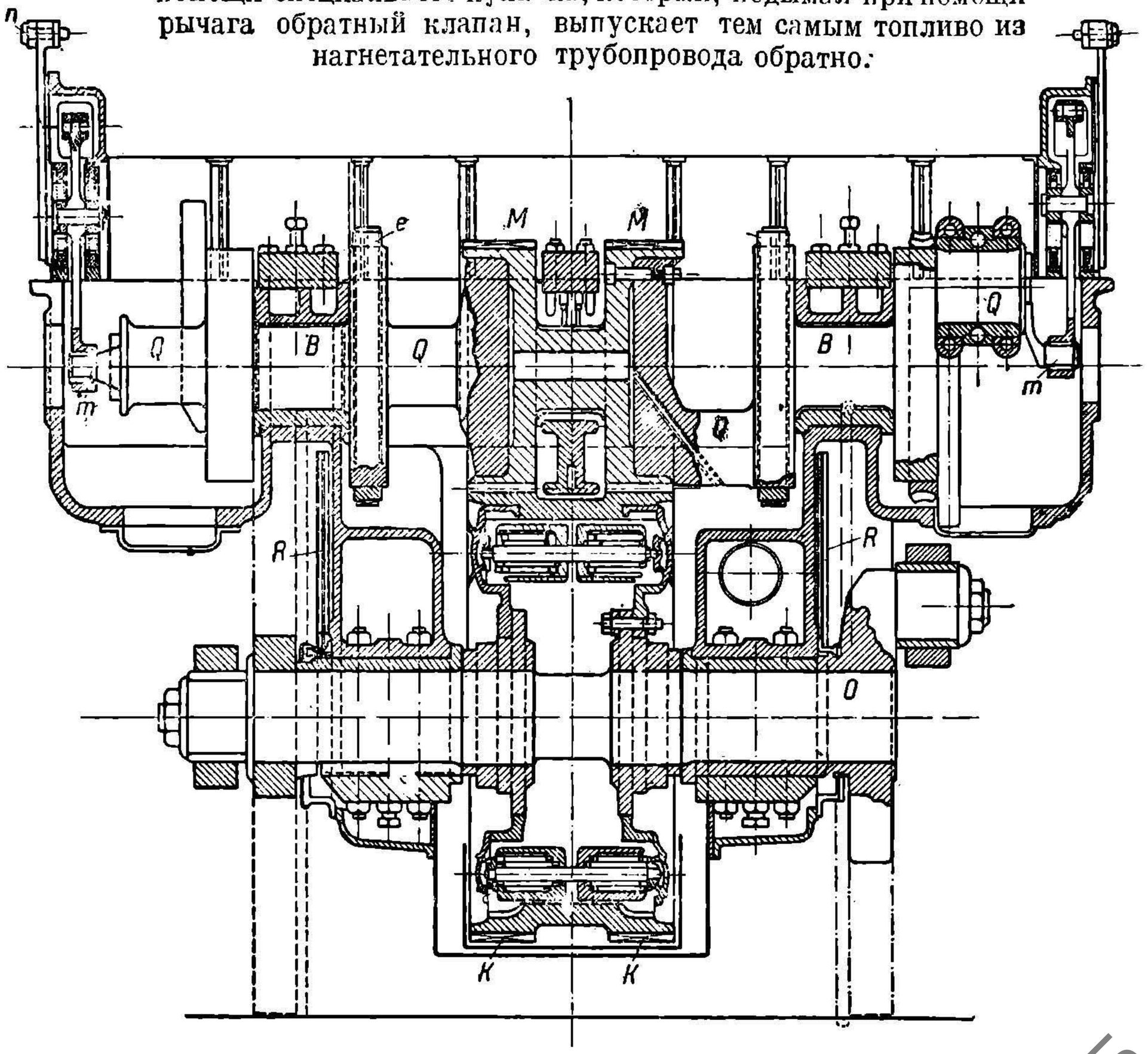
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 39. Пароораспределительный механизм Гакверта
M — мантник, *N* — контркривошип, *O* — цапфа, *P* — установочный механизм.

форсунки (фиг. 38) состоит из иглы, находящейся под давлением нажимной пружины и закрывающей сопло с просверленными отверстиями. При каждом нагнетательном ходе топливного насоса образующееся от топлива давление поднимает иглу, и топливо, устремляясь с большей скоростью через отверстия сопла, входит в распыленном виде в камеру сгорания.

Величина подачи топлива к форсунке регулируется топливным насосом при помощи специального кулачка, который, подымая при помощи рычага обратный клапан, выпускает тем самым топливо из нагнетательного трубопровода обратно.



Фиг. 40. Поперечный разрез тепловоза Китсон-Стилла по отбойному и коленчатому валам.
O — отбойный вал, *K* — венцы его зубчаток, *Q* — коленчатый вал, *M* — венцы его зубчаток, *B* — опорные шейки коленчатого вала, *E* — эксцентрик распределения, *m* — контркривошип, *n* — рычаг перемены хода, *R* — рама.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Трубопроводы для подачи топлива к форсунке имеют все одинаковую длину чем обеспечивается равенство работы отдельных цилиндров.

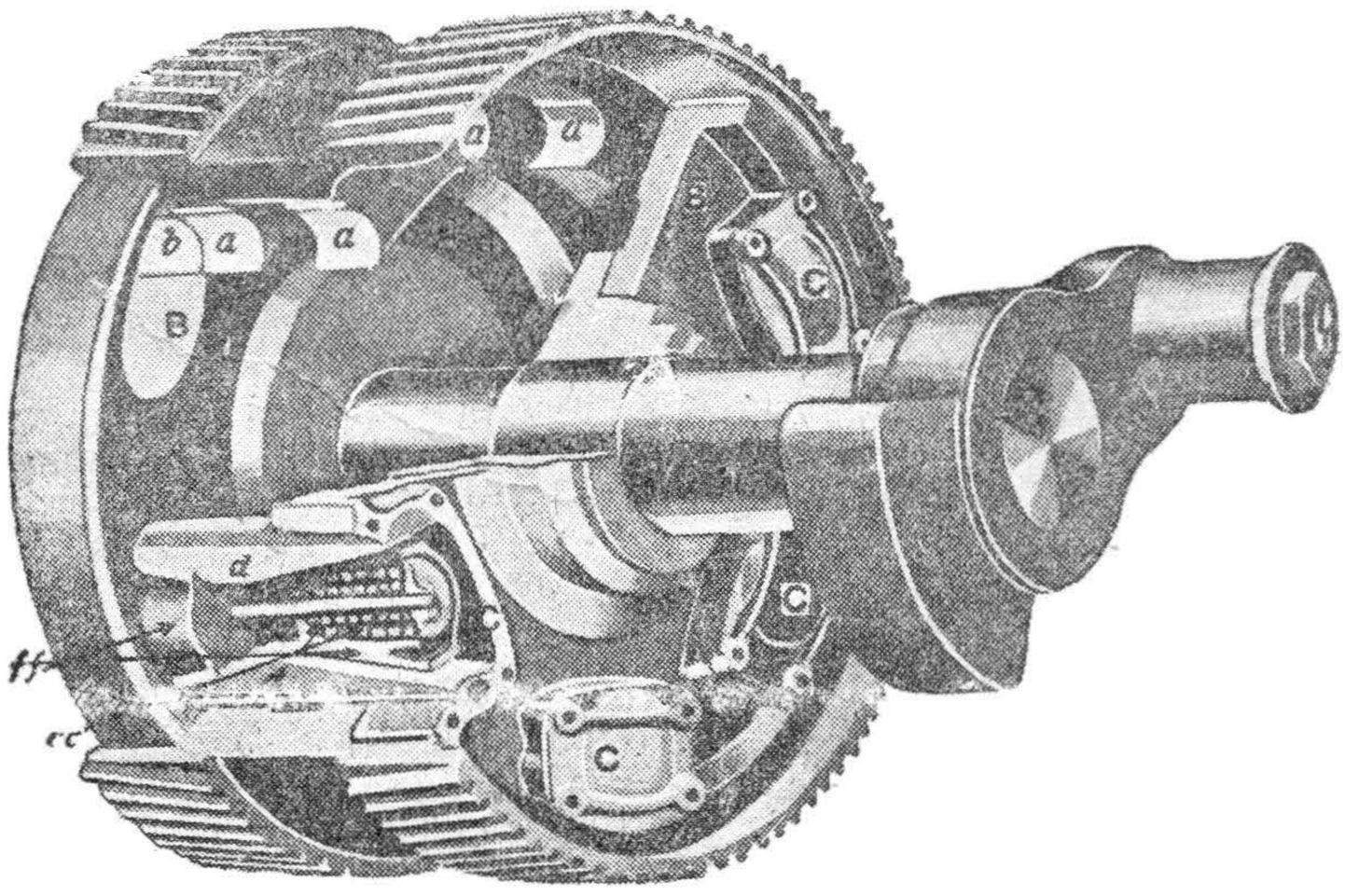
Распределительный механизм паровых машин спроектирован по системе Гакворта и его устройство приведено на фиг. 39. Клапана приводятся в движение от верхнего конца отвесного маятника *M*, который получает движение от обратного кривошипа *N*, укрепленного на конце коленчатого вала двигателя. Помощью цапфы *O*, маятник *M* перемещается по вырезу с наклонными направляющими *P*, и в зависимости от угла наклона их, управляемого переводным рычагом, уменьшает или увеличивает отсечку. Полное открытие клапанов с наполнением в 65% достигается при наклоне выреза в 30°, который устанавливается лишь при трогании тепловоза с места. При нормальной работе наполнение держится в 6% с расчетом на пар, получаемый регенеративным путем от двигателя внутреннего сгорания.

Благодаря симметричному расположению цилиндров и принятому размещению кривошипов (фиг. 34), необходим лишь один привод для распределения на каждые четыре цилиндра. Соседние цилиндры одной и той же стороны действуют на коленчатый вал под углом в 180 Работа пара и топлива в двух противоположных цилиндрах происходит попеременно.

Зубчатая передача. Как видно из фиг. 40, между коленчатым валом двигателя *E* и отбойным валом тепловоза *O* помещена зубчатая передача, состоящая из двух двойных цилиндрических зубчатых колес *M* и *K*. Оба зубчатые колеса имеют эластичное устройство венцов, допускающее некоторое перемещение их между собой. Благодаря такому устройству, описание которого приведено ниже, путевые толчки воспринимаются только рамой тепловоза *R* и не оказывают вредного влияния на работу поршней двигателя. На коленчатый вал двигателя работают через цапфы *Q* восемь шатунов от расположенных по обеим сторонам вала двух четырехцилиндровых двигателей Стилла. На том же валу находятся эксцентрики *e*, являющиеся распределительным механизмом двигателя внутреннего сгорания и контр-кривошипа *m* для распределения пара в паровой машине.

Отбойный вал *O* снабжен кривошипами, которые соединены с кривошипами движущих осей при помощи сцепных дышел.

Устройство упругого соединения между зубчатками будет понятно из фиг. 41, на которой представлена зубчатка отбойного вала. Венец зубчатки *A* укреплен на двух дисках *B* отбойного вала при помощи пружинящих элементов *C*. Для этой



Фиг. 41. Эластичное зацепление зубчатой передачи тепловоза Китсон-Стилла.

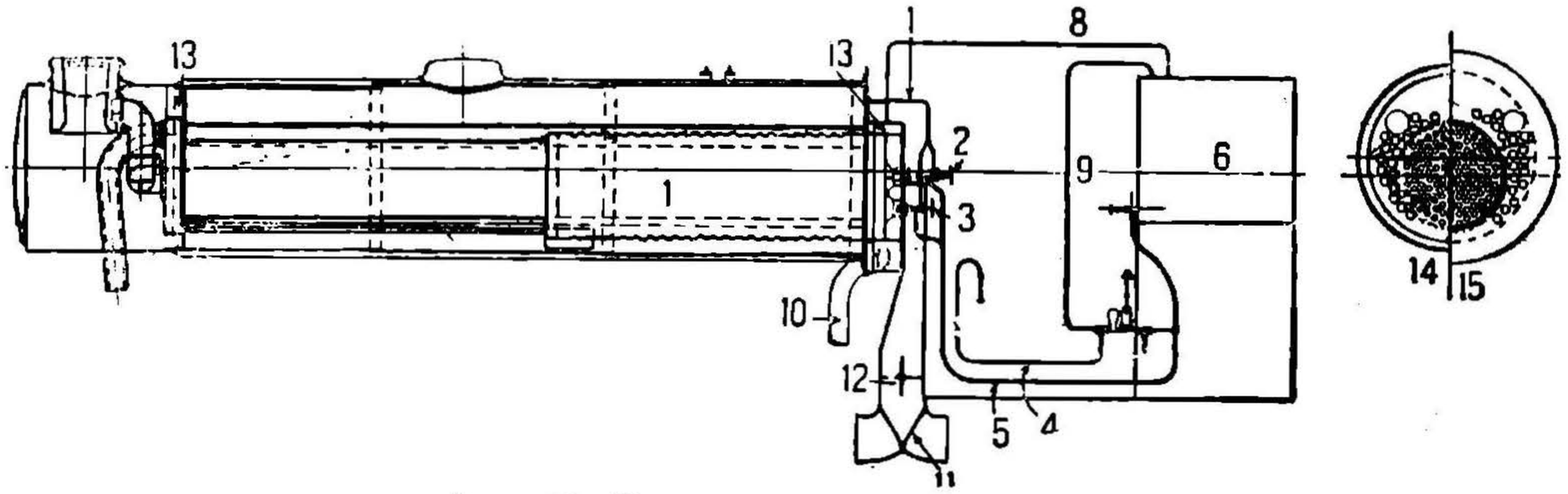
B-центр, *C*—соединительные коробки. *a*—вырезы в венце, *e*-вырез в центре шестерни *c*—двойная пружина, *d*—клиновые поверхности коробки, *f*,*f*-регулирующий прибор.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

цели венец зубчатки снабжен выступами *a*, а диск вырезами *b*. В эти вырезы и проходят между выступами *a* пружинящие элементы *C*. Они состоят из двух закладок *d*, *d*, обращенных друг к другу клиновыми поверхностями Их противоположные поверхности обращены к выступам венца *a*, *a* и к вырезам в дисках b,b. Обращенные друг к другу поверхности закладок являются антиклинальными. В пространстве между этими клиновидными закладками скользят взад и вперед два клина, между которыми помещены пружины *c*,*c*, которые и создают упругое соединение. Таким образом давление от венца зубчатки к валу передается через наружную поверхность закладки *d*, которая своей клиновидной поверхностью передает давление на клиновидную внутреннюю поверхность противоположной закладки через промежуточные пружинящие клинья *f*, *f*, которые перемещаются при этом вдоль закладок *d*, *d*. Перемещение клиньев ограничивается заключенными внутри них пружинами, которые имеют при этом противоположные витки и неодинаковый размер.

Расположение зубчатой передачи на средине валов является благоприятным в том отношении, что передача в таком случае работает в нейтральной зоне, т. е. вне скручивающих усилий от шатунного механизма тепловоза. Симметричное же расположение всей системы создает равномерное распределение усилий по валу Весь распределительный передаточный механизм, за исключением кривошипов отбойного вала, заключен в кожух и снабжен для ответственных частей смазкой, которая собирается на дне картера, охлаждается и вновь направляется для смазки частей.

П а р о в о й к о т е л. Для обслуживания паром паровой машины на раме тепловоза Стилла установлен котел простейшей конструкции паровозного типа (фиг. 42). При трогании тепловоза с места котел обслуживается соб-



Фиг. 42. Котел тепловоза Клесон-Стилла.

1—топка. *2*—рабочая форсунка, *3*—дополнительная форсунка, *4* трубопровод для набора нефти, *5*—трубопровод к форсункам, *6*—топливный бак, *7* паровой трубопровод к форсунке, *8*—паровой трубопровод для подогрева нефти. *9*—трубопровод к расходному баку, *10*—трубопровод для подвода воды для охлаждения цилиндров двигателя, *11*—паровыпускные трубы, *12*—затвор, *13*—коробка соединительная.

ственной форсункой, отапливаясь нефтью, и является таким образом принадлежностью паровой машины. В пути же, когда тепловоз работает от двигателя внутреннего сгорания, котел является, с одной стороны, дополнительной рубашкой цилиндров двигателя и, с другой — глушителем последнего, регенерируя таким образом тепло как выделяемое двигателем через охлаждающую его воду, так и уходящее с продуктами сгорания.

Топка котла представляет собой трубу из волнистого железа, которая снабжена двумя форсунками: главной и вспомогательной. Первая из них зажигается лишь при заправке котла и при трогании тепловоза с места, вторая же, которая помещена ниже первой, поддерживает постоянное горение и, накаливая находящийся перед ней огнеупорный материал, дает, таким образом, возможность зажечь в любой момент главную форсунку. Нефть подается к форсунке под давлением около 0,2 *кг/см²*, пройдя предварительно подогреватель, и распыливается паром. Поднятие пара в котле до давления 0,35 *кг/см²*, которое необходимо

НБ УДУНТ (ДІІТ)

для работы форсунок, может быть произведено также при работе зажигательной форсунки на воздухе, подаваемом к ней при помощи ручного воздушного насоса.

Поверхность нагрева котла складывается из поверхности топки и идущих от нее дымогарных труб, с одной стороны, и из поверхности регенеративных труб, с другой. Эти последние идут вдоль котла, соединяя его передний и задний концы. При этом газы, отходящие от передних цилиндров, направляются в конец котла по двум трубам диаметром в 152,4 *мм*. Дойдя до заднего конца котла, они вместе с трубами делают заворот и направляются затем в дымовую коробку котла через ряд труб малого диаметра. Отходящие газы из задних цилиндров направляются через задний конец котла по ряду труб малого диаметра непосредственно в дымовую коробку котла. Таким образом отходящие газы от передних и задних цилиндров двигателя идут по трубам, не смешиваясь друг с другом. Кроме того, отходящие газы, попадая в дымовую коробку, не смешиваются и с отработанным паром паровой машины, так как они там собираются в кольцевой канал, который соединен непосредственно с дымовой трубой. Такое устройство сделано для того, чтобы горение вспомогательной форсунки было все время ровным и не зависело бы от нарушения вакуума в дымовой коробке и от значительных колебаний в тяге.

Рубашки и крышки цилиндров двигателя внутреннего сгорания соединены с водяным пространством котла при помощи труб. Благодаря этому охлаждающая двигатель вода участвует и в парообразовании котла. Циркуляция воды между рубашками цилиндров и котлом в пути достигается помощью термосифона. В начальных же моментах образования пара эта циркуляция достигается при помощи специальных паровых трубок.

Весь котел покоится на картере двигателя и, таким образом, вся силовая установка с рабочей машиной находится в надрессорном строении тепловоза.

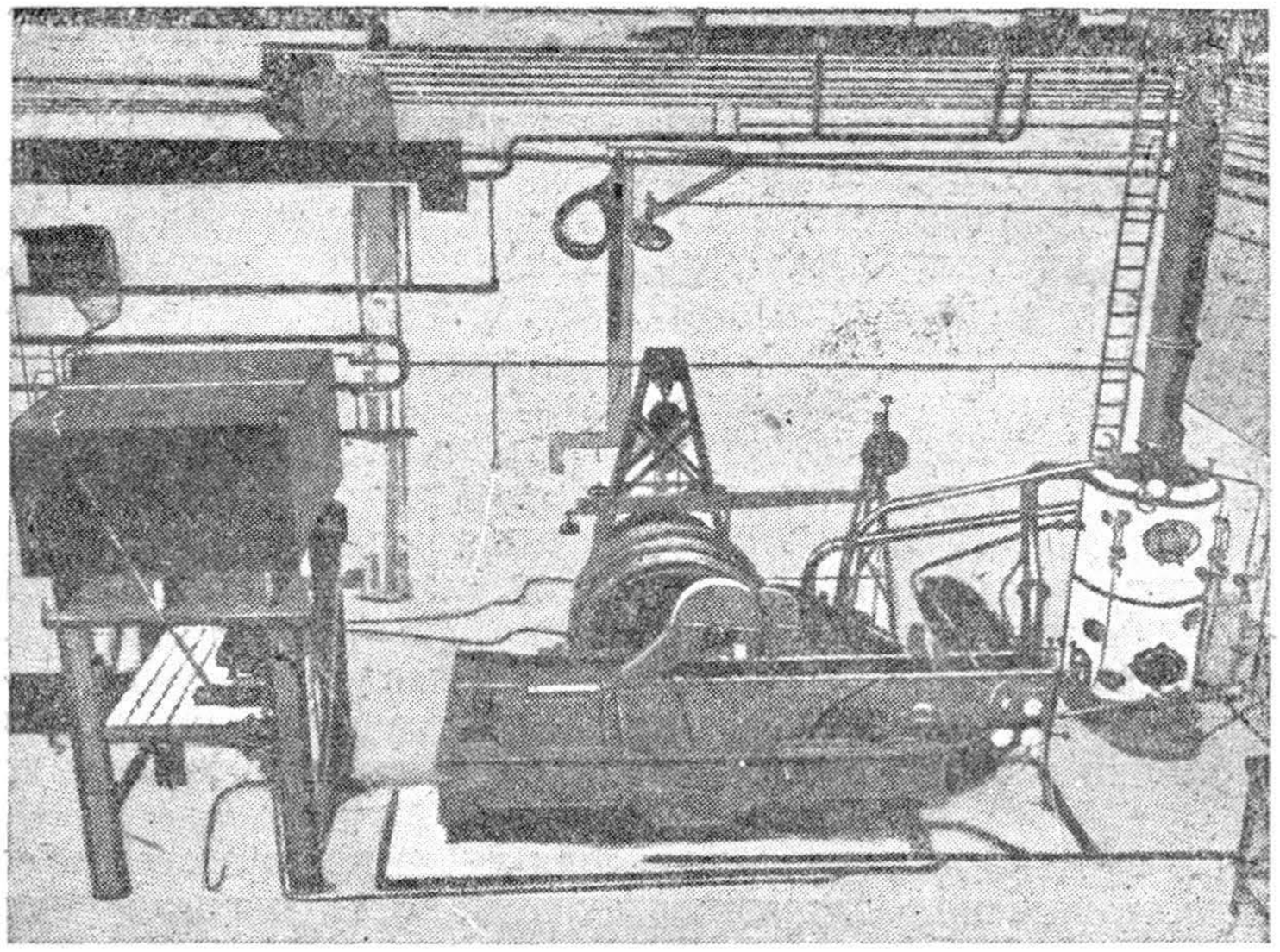
Кожух, закрывающий как двигатель, так и передаточный механизм, снабжен для осмотра машины алюминиевыми крышками, из которых наиболее тяжелая весит 10,5 *кг*.

Особое внимание при проектировании было обращено на конструкцию цилиндров двигателя для освобождения частей их от опасных напряжений. Камера сгорания снабжена поэтому окружающим ее стальным кожухом для предотвращения разрыва ее от внутреннего давления, равного котельному. Рубашки цилиндров сделаны также стальными и соединены с упомянутым стальным кожухом. Благодаря этому чугунные крышки в значительной мере освобождены от растягивающих напряжений. Втулка цилиндра имеет возможность свободно расширяться в сторону паровой крышки цилиндра благодаря наличию соответственных сальников. Она находится с одной стороны под давлением сгорающего топлива и с другой — охлаждающей воды, причем последнее противодействует более сильному первому. Рубашки цилиндров передают нагрузку сплошной станине, которая соединяет, таким образом, фланцы противоположных цилиндров и связывает их с подшипниками коленчатого вала.

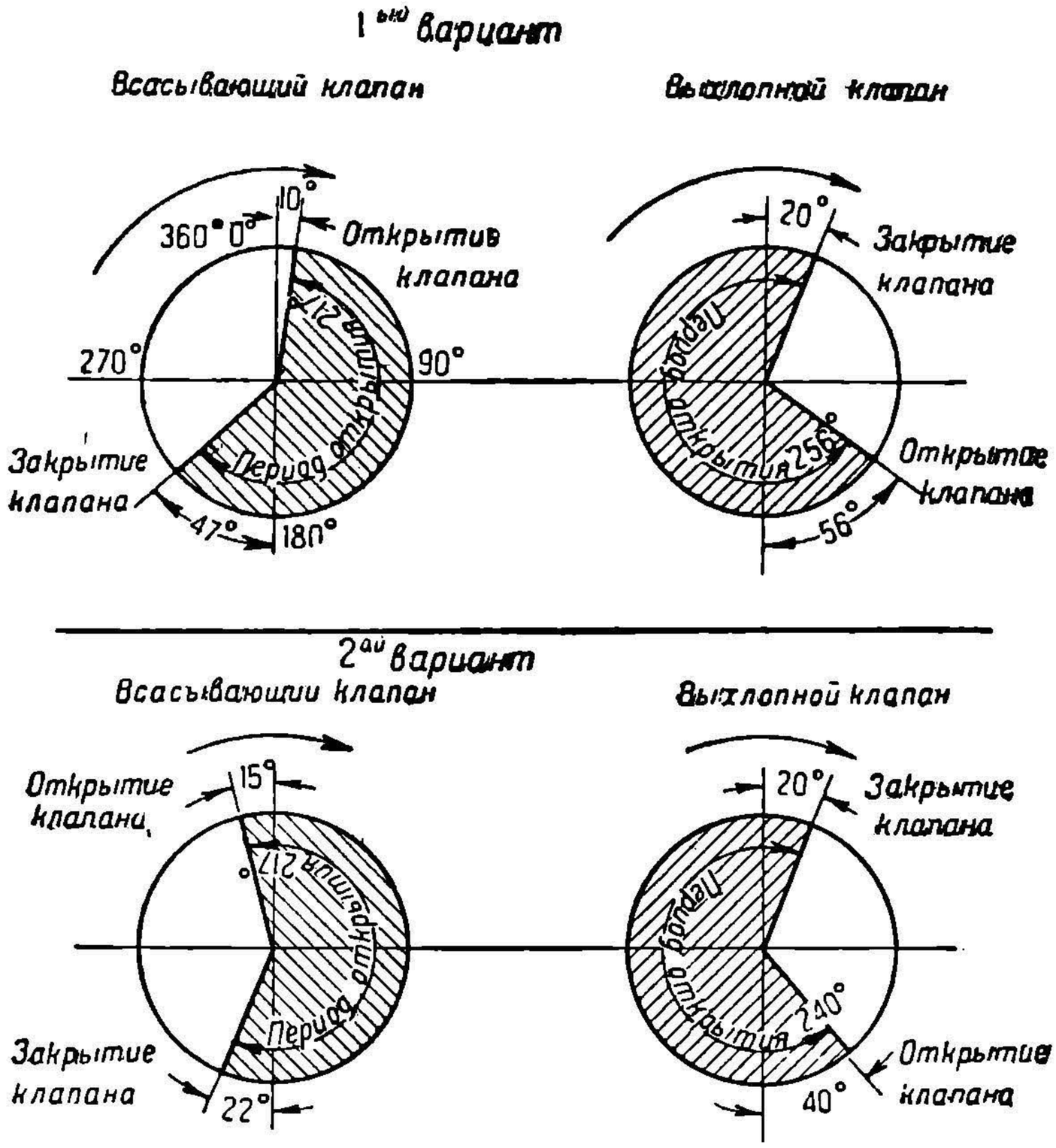
Лабораторные испытания двигателя. Сравнительная сложность всей силовой установки и ее новизна для локомотивных целей побудили автора проекта к испытанию ее предварительно в лабораторной обстановке. Проведенное экспериментальное исследование заслуживает того, чтобы быть описанным.

В целях упрощения опыта и для уменьшения числа испытуемых деталей нового двигателя для испытания был взят всего лишь один цилиндр. Так как однако одним из основных намеченных испытаний была проверка работы двигателя на эластичность и при том при низких скоростях, то на продолжении коленчатого вала был насажен сравнительно тяжелый маховик весом в 15 *т*. Все детали двигателя и его механизмов были взяты точно по проекту, предназначенному для локомотива. К продолжению коленчатого вала был прилажен тормозной барабан для динамометрических измерений. Опорный подшипник вала был расположен между маховиком и барабаном. Рубашка цилиндра была по принципу Стилла соединена с вертикальным котлом, помещенным в стороне от опытного двигателя,

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 43. Лабораторная установка по испытанию двигателя Стилла.



Фиг. 44. Круговые диаграммы работы двигателя Стилла.

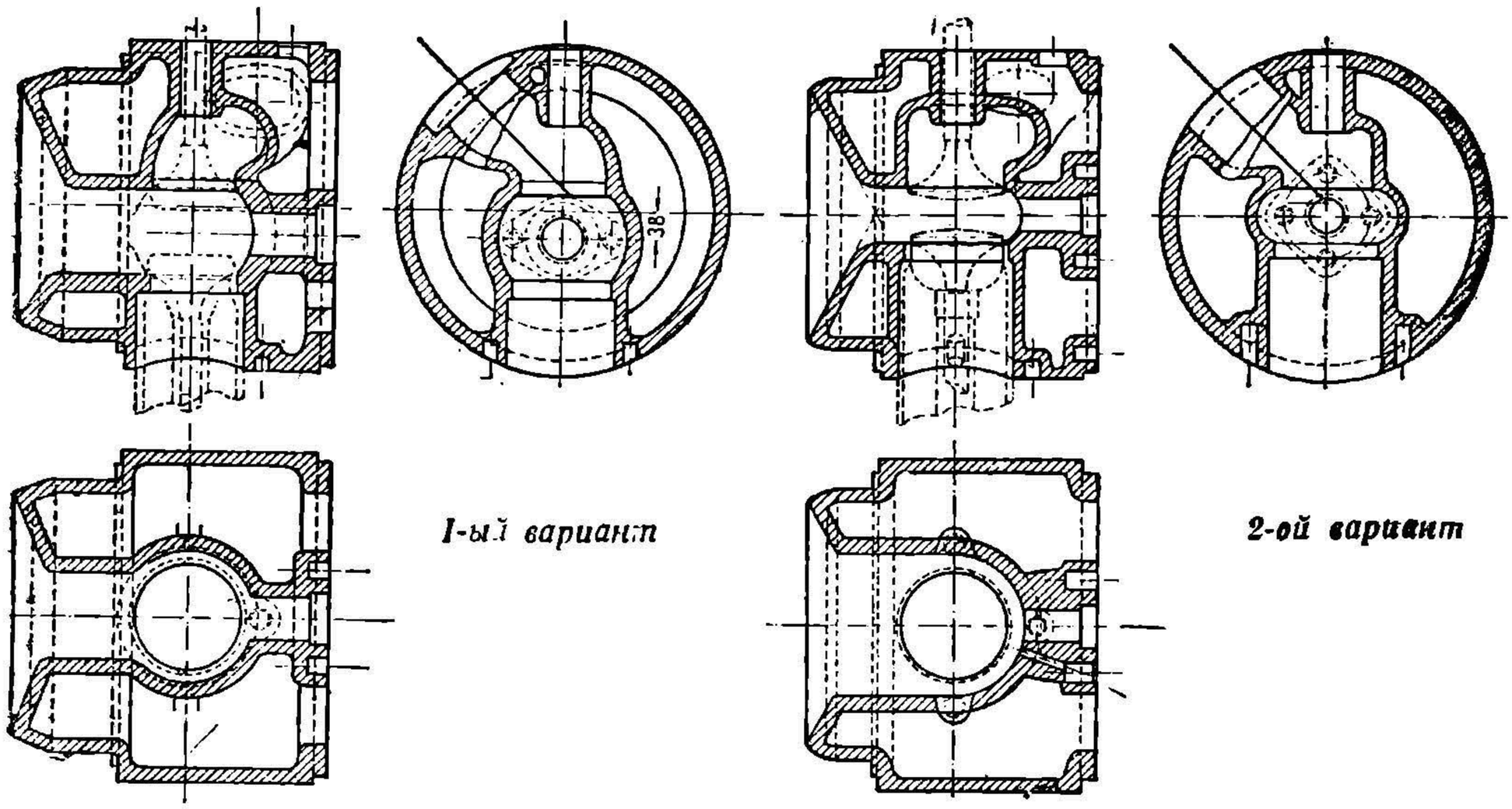
НБ УДУНТ (ДІІТ)

для того чтобы облегчить производство наблюдений. Продукты сгорания от двигателя для нагревания котла использованы однако не были с той именно целью, чтобы их можно было анализировать при различных режимах работы двигателя.

Общий вид установки приведен на фиг. 43. Для представления о работе машины, как двигателя внутреннего сгорания, на фиг. 44 приведены круговые диаграммы работы клапанов двух противоположных цилиндров с первоначальной их крышкой и с крышкой, установленной на основании результатов испытания.

Одним из преимуществ двигателя Стилла является возможность работы его при всех скоростях только при помощи одного пара. Благодаря этому можно было проверять работу подшипников и клапанов во время пуска двигателя в ход. С такой именно целью опытный двигатель заставляли работать втечение нескольких часов до подачи в цилиндр нефти. И лишь после окончания такого испытания производился впуск топлива, и двигатель сразу начинал работать без перебоев. Давление сжатия при малых скоростях не превышало 16,2 *кг/см²*. Первые форсунки имели три отверстия диаметром 0,61 *мм* с углом конуса иглы в 19°. Топливный клапан под нагрузкой пружины требовал для своего открытия минимального давления, в 176 *к /см²*. Дым при этом был черным, а число оборотов и индикаторное давление — низки.

При увеличении давления распыливания до 350 *кг/см²* и при отверстиях сопел, увеличенных до 0,66 *мм*, среднее индикаторное давление достигло 4—5 *кг/см²* и число оборотов повысилось до 200 в мин.; дым все же оставался темным. Из этого следовало, что система смешивания воздуха с топливом нуждалась в улучшении.



Фиг. 45. Расположение камеры сгорания в цилиндре двигателя Стилла.

Для этой цели были использованы работы Хартриджа и Рафтона в Кэмбридже, которые путем опытов установили, что жидкости полностью смешиваются в наиболее короткий промежуток времени, если движение их происходит с большей быстротой, чем скорость потока после их соединения. Это наблюдение было использовано и в отношении движения воздуха при его сжатии и при начальном моменте его расширения. При этом прежде всего стало ясным, что расположение камеры сгорания по отношению к оси цилиндра имеет заметное влияние на направление струи. Камера в данном случае находилась ниже оси цилиндра на 38 *мм* (фиг. 45). Такое расположение было вызвано соображениями лучшей циркуляции воды вокруг выхлопного канала в крышке цилиндра. Нецентральное расположение камеры сгорания, хотя и давало при этом возможность экспериментато-

ПБ УДУНТ (ДІІТ)

рам получать весьма ценные наблюдения, но должно было отнять в свою очередь на это слишком много времени.

Рассматривая первоначальное устройство цилиндров и их камеры сгорания, можно убедиться, что воздух, поступая в цилиндры из камеры сгорания должен был отклоняться от своего осевого направления той массой воздуха, которая окружала его эксцентрично в камере сжатия. Эту массу воздуха необходимо было пропитать распыленными частицами нефти. Результаты опытов подтвердили теорию Гартриджа и Рафтопа и, таким образом, в исследование вопроса была внесена ясность. Дальнейшее изучение движения воздуха было сделано путем установки на днище поршня особой наставки из никелевой стали (Фиг. 37).

После испытания различных форсунок при среднем индикаторном давлении в 5,6 *кг/см²* был получен темно-серый цвет продуктов сгорания. Так как полученный результат не был достаточно благоприятен, решено было испытать другую наставку (фиг. 37), которая, вследствие ее выступающего конца, должна была производить центрирование распыленной струи. В результате получился светло-серый цвет выхлопа при среднем индикаторном давлении в 5,6 *кг/см²*. После этого были испытаны последовательно еще четыре разных наставки, но за исключением наибольшей из них (5-й), давшей ничтожные результаты, остальные дали наибольшее среднее индикаторное давление в 5,6 *кг/см²* при сером выхлопе.

С целью определить, какое физическое действие оказывали на части двигателя дополнительные наставки, двигатель заставили работать три часа при наибольшем среднем индикаторном давлении и при умеренной копоти в выхлопе. После этого двигатель был внезапно остановлен, форсунка снята и в течение 30 сек. была обследована наставка. Она была найдена докрасна раскаленной, в то время как днище поршня было черно и у него не было обнаружено никаких признаков перегрева.

Нефть вначале применялась с уд. в. 0,95. Затем она была заменена более легкой, имевшей уд. в. 0,86. Результатом этого было улучшение среднего индикаторного давления на 0,35 *кг/см²*.

С каждым типом наставки были испытаны серии различных форсунок. В общем получилось до 250 различных комбинаций. При этом изменялась величина отверстий, а также их число и положение, пока не была найдена наилучшая для каждой наставки форсунка.

Для каждой форсунки была получена отметка направления струи и распыливания обычным путем вне двигателя при помощи опрыскивания бумажного экрана, помещенного на определенном расстоянии от сопла форсунки.

Как правило, было обнаружено, что, чем выше было сжатие, тем меньшей оказывалась степень чувствительности двигателя к изменению силы струи и распределению ее распыливания. При больших наставках двигатель работал спокойнее.

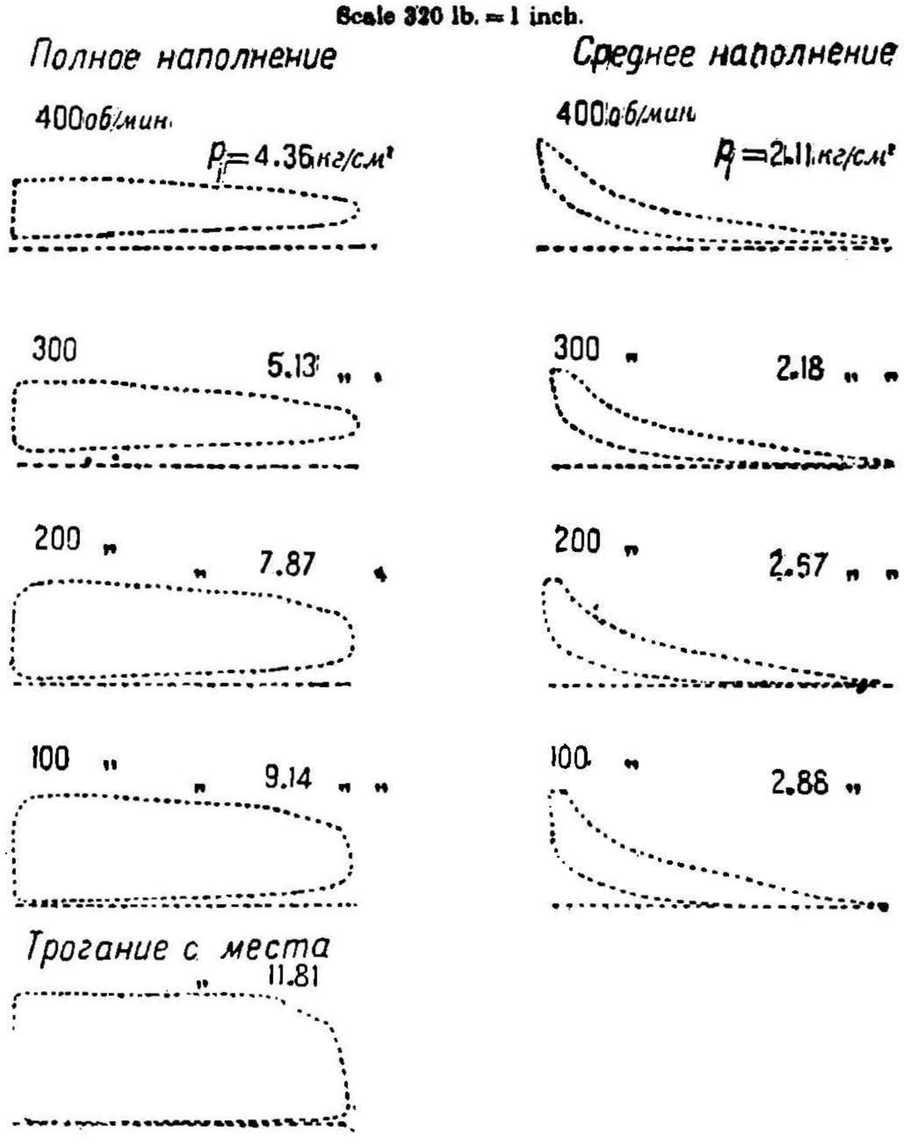
Во всех случаях вспышка была слышна для уха тем лучше, чем заметнее была она на диаграмме, и кроме того, как можно было и ожидать, при достаточно горячей рубашке; если же вспышка получалась, то она продолжалась до тех пор, пока не изменялись условия работы двигателя.

Серия индикаторных диаграмм была снята с мягкой пружиной на выхлопной трубе с целью убедиться, имелись ли препятствия при всасывании чистог воздуха в начале хода поршня. Но это требовало применения настолько мягкой пружины, что значительная вибрация при 400 об/мин. делала диаграммы малоценными.

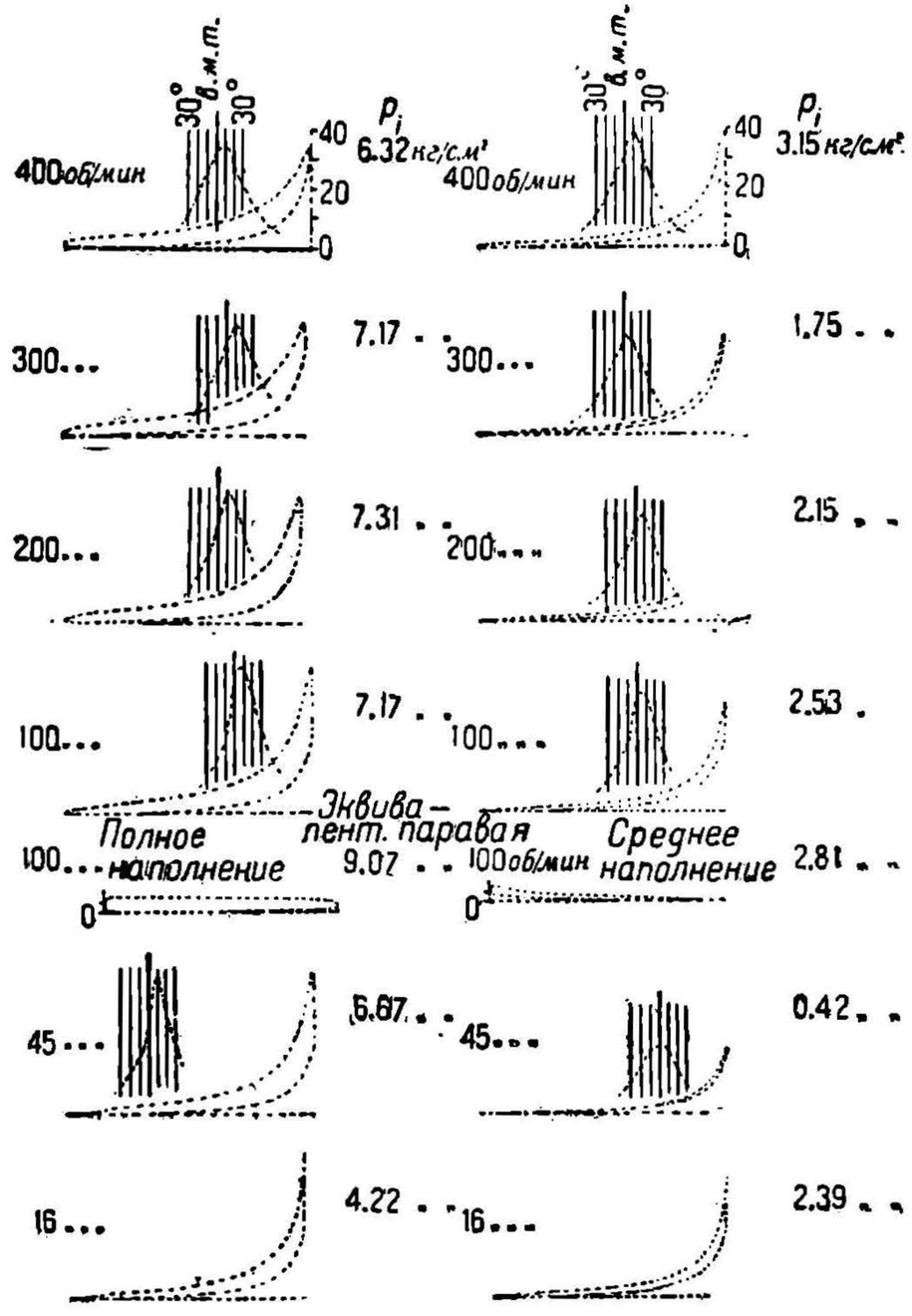
Топливный насос был подвергнут особому исследованию. Кулачки и плунжеры были испытаны в различных комбинациях, причем поперечные сечения плунжеров разнились между собой до 35%. Предел наибольшего среднего индикаторного давления при больших числах оборотов оказался не зависящим от этих изменений.

На основании анализа газов было установлено уменьшение подводимого кислорода и все опыты указывали на необходимость изменения камеры сгорания.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Диаграммы паровой машины



Диаграммы двигателя внутреннего сгорания

Фиг. 46. Индикаторные диаграммы, снятые при испытании двигателя Стилла.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Вследствие этого была спроектирована новая камера сгорания. Она была помещена на одной оси с цилиндром. Клапаны при этом были увеличены в диаметре с 111 до 127 *мм*, и кроме того, были приняты меры, чтобы обеспечить такие же большие пространства для охлаждения воды, как и в первом проекте; выхлопные каналы были расположены при этом на линии потоков. В результате этих изменений для достижения большего сжатия были приняты меры к уменьшению камеры сжатия. Эти изменения дали интересные результаты. В то время как при прежней камере и расходе топлива в 200 *г/и. л. с.* среднее индикаторное давление равнялось 5 *кг/см²*, а анализ газов показывал 10% свободного кислорода, при новых условиях при расходе топлива в 163 *г/и. л. с.* среднее индикаторное давление получилось равным 5,6 *кг/см²*. Анализ газов дал те же 10% свободного кислорода. Будучи достигнута путем более высокого сжатия, вспышка понизилась на мало заметную величину.

На фиг. 46 приведены индикаторные диаграммы, снятые после переделок. Они дают представление о мощности двигателя и степени его гибкости. Наибольшее среднее индикаторное давление повысилось, по сравнению с прежним, на 1,4 *кг/см²*.

Испытание тепловоза. В апреле 1929 г. с тепловозом были произведены пробные поездки, во время которых замеров топлива однако не производилось. Поэтому величина к. п. д. тепловоза на ободе его колес осталась не установленной. Неопределенным остался и расход тепловозом воды. Лишь в самое последнее время — в июне 1933 года — тепловозу были произведены испытания с динамометрическим вагоном на участке Иорк-Гулль протяжением 42 *км* с неровным (волнистым) профилем. Расход топлива, отнесенный к 10^3 *т-км* работы, получился равным 8,2 *кг* и воды на тот же измеритель работы 113 *кг*. Расход топлива на касательную *л. с.* получился равным 0,635 *кг/л. с.* при средней скорости 30 *км/час* и мощности в 566 *л. с.*[1] Полученные цифры расхода топлива указывают на сравнительно низкий к. п. д. тепловоза, не достигающий 10%. Объяснением такой низкой цифры служит единственная причина: неэкономная работа паровой машины во время трогания тепловоза с места, поглощающая весь эффект работы двигателя внутреннего сгорания.

Так же, как и для тепловоза Ансальдо, чрезвычайно важным в данном случае было установить величину ускорения, сообщаемого тепловозом поезду при разгоне, так как и в данном случае работе паровой машины оказывал сопротивление двигатель внутреннего сгорания, работавший вхолостую, до скорости около 6,5 *км/час*, соответствовавшей 40 об/мин., после чего наступала работа двигателя на топливе. Однако сопротивление тепловоза при трогании его с места определено не было. Коэфициент эластичности работы двигателя, принимая во внимание, что наибольшее число оборотов двигателя составляло 450 об/мин., получился таким образом около 11, благодаря тому что двигатель пускали в ход с хорошо прогретыми рубашками цилиндров.

Некоторое затруднение при трогании тепловоза с места получалось при неблагоприятной установке паровой машины, когда требовалось давать задний ход тепловозу. При этом трудность взятия с места получалась и потому, что наибольшая отсечка парораспределительных клапанов была спроектирована только в 65%.

Отношение полного веса к сцепному у тепловоза Китсон-Стилла равно 70 : 51 = = 1,37, что делает его несомненно более совершенным по сравнению с тепловозами Зульцера и Ансальдо. Достигнуто это отчасти благодаря тому, что у рассматриваемого тепловоза двигатель взят более быстроходный, который при 450 об/мин и среднем эффективном давлении в 6 *кг/см²* развивает 870 *л. с.* на валу.

Максимальная скорость, развиваемая тепловозом, равна 72 *км/час* при 240 об/мин движущих колес вследствие введенной между коленчатым валом двигателя и отбойным валом тепловоза зубчатой передачи с передаточным числом $\nu = 1{,}878$.

Наибольшая сила тяги на ободе колес тепловоза, которую может развить один

[1] The Kitson — Still Locomotive. The Engineer 1933 г. 8/IX № 4052, стр. 238—239

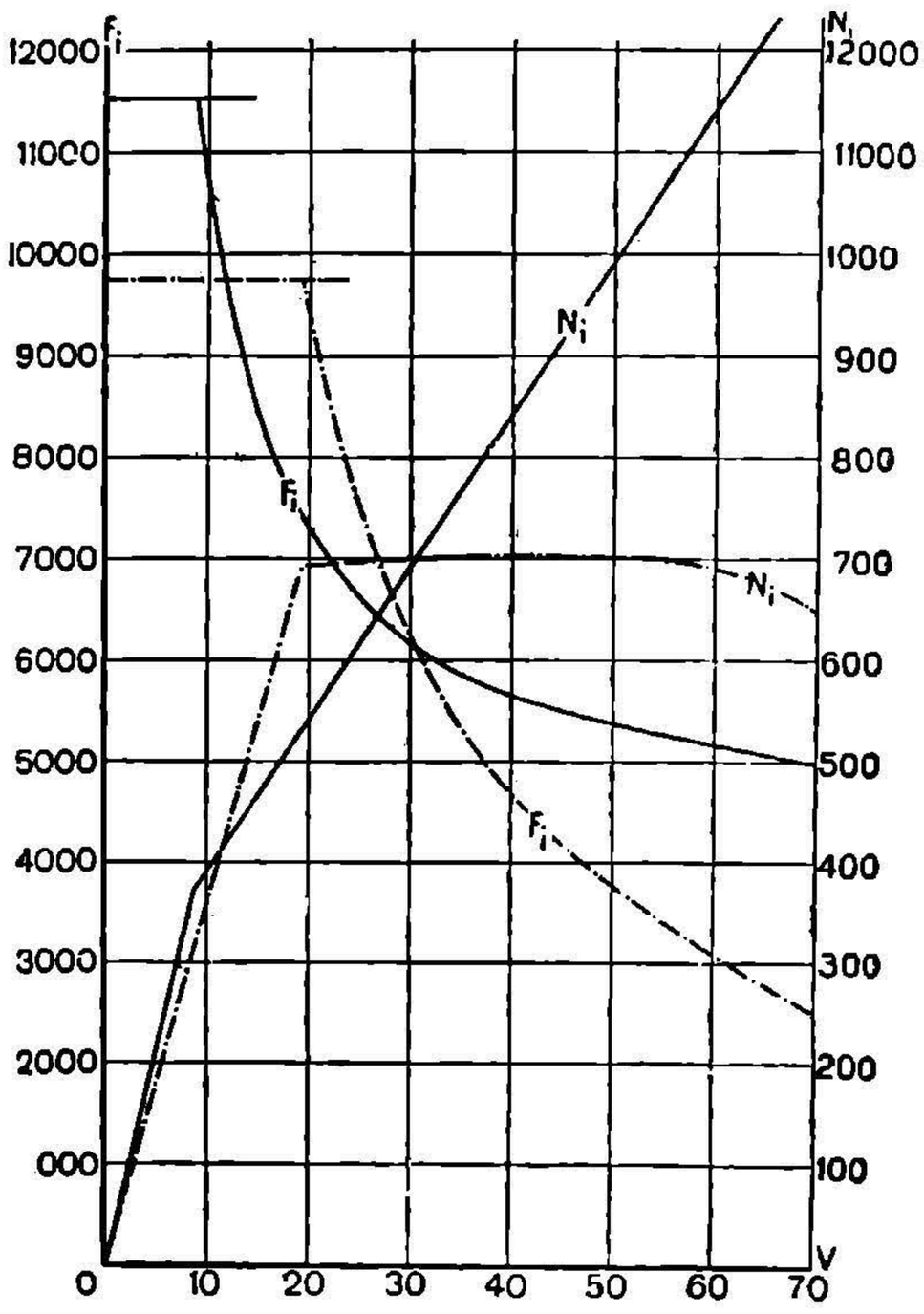
НБ УДУНТ (ДІІТ)

двигатель внутреннего сгорания без помощи паровой машины, не превышает 3200 *кг*. Такая сила тяги отвечает всего лишь $^1/_{16}$ сцепного веса. Для того же, чтобы тепловоз мог, хотя бы до скорости в 10 *км/час* развивать силу тяги, отвечающую его сцепному весу и равную при среднем коэфициенте сцепления в $^1/_5$ около 10 000 *кг*, паровая машина тепловоза должна развивать не меньше 250 *э. л. с.*, принимая во внимание, что необходимая в данном случае мощность на ободе должна быть равна около 370 *л. с.* и что реализуемая мощность от двигателя внутреннего сгорания равна при скорости около 10 *км/час* приблизительно 120 *л. с.*

При общей мощности двигателя Стилла, при работе его с паром, около 1120 *л. с.* на валу, коэфициент β получается равным около 22 *л. с./т*, свидетельствуя о большем соответствии мощности двигателя сцепному весу тепловоза по сравнению с предыдущими тепловозами.

Несмотря, однако, на несколько лет, прошедших со времени первых испытаний тепловоза Китсон-Стилла, до сих пор не имеется тяговой характеристики тепловоза, отвечающей его действительной работе.

Приводимая на фиг. 47 тяговая характеристика тепловоза является лишь теоретически разработанной и построенной для сравнения с тяговой характеристикой (пунктирной) паровоза нормального для Англии типа 1—3—0.



Фиг. 47. Тяговая характеристика тепловоза Китсон-Стилла.

Повторная постройка тепловоза Стилла так же, как и двух предыдущих тепловозов непосредственного действия, произведена не была.

6. ТЕПЛОВОЗЫ С ПЕРЕМЕННОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Основной недостаток тепловозов непосредственного действия с постоянным передаточным числом заключается, как в этом можно было уже убедиться, в том, что наибольшая мощность тепловоза при нормальном дизеле достигается лишь при максимальной скорости тепловоза. Между тем, по условиям работы железнодорожного двигателя, его максимальная мощность должна осуществляться гораздо ранее достижения им максимальной скорости. Для товарных уже около ^{3} от наибольшей скорости и для пассажирских около $^1/_2$; колебания этих цифр зависят от характера профиля пути: чем менее профиль волнист и чем ближе он приближается к горизонтальному, тем меньше будет разница в скоростях, и при горизонтальном профиле их соотношение будет равно единице.

Изменение мощности тепловоза N_k от скорости V при постоянном передаточном числе ν представлено на фиг. 48 и происходит пропорционально увеличению скорости V, так как отношение последней к числу оборотов двигателя

$$\frac{V}{n} = \frac{\pi D\, 60}{1000\, \nu} = \text{const},$$

т. е. является величиной постоянной.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

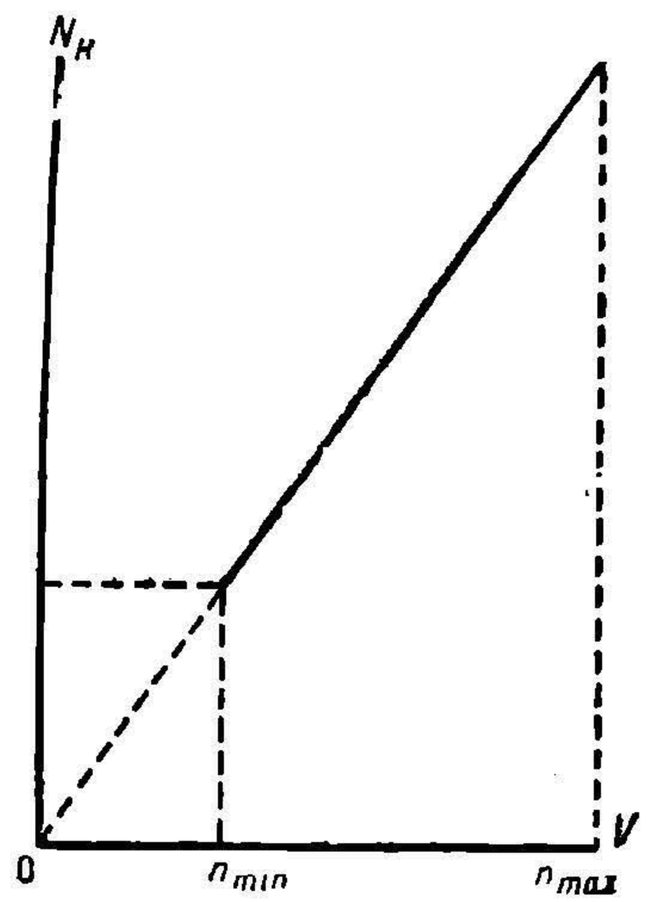
Перерыв линии N_k для скоростей от 0 до V_o, отвечающей числу оборотов двигателя n_{min}, получается вследствие отсутствия работы двигателя в пределах соответственных чисел его оборотов из-за неполучения вспышек.

Для того чтобы иметь возможность получить максимальную мощность тепловоза и на меньшей, чем предельная скорость, необходимо, чтобы двигатель достигал наибольшего числа своих оборотов уже при этой меньшей скорости тепловоза, т. е. мы должны иметь характеристику тепловоза, построенную на фиг. 49.

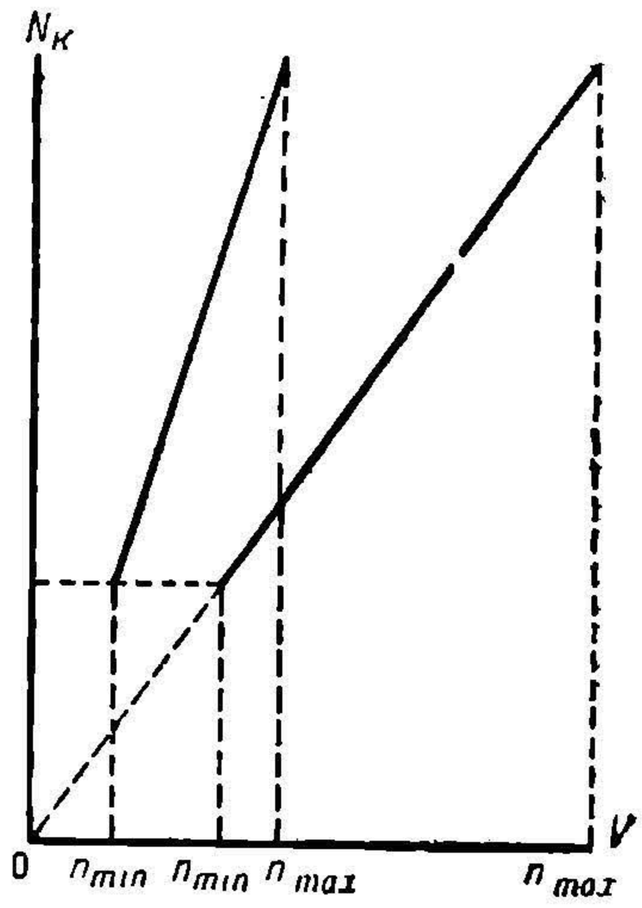
Несомненно, что для такой характеристики необходимо иметь возможность изменять передаточное число ν. Если при наибольшем числе оборотов двигателя n_{max} наибольшая скорость тепловоза V_{max} осуществляется при $\nu = 1$, то ν_o, отвечающее какому-то промежуточному значению скорости V_o, будет равно

$$\nu_o = \nu \frac{V}{V_o}$$

Создание переменного передаточного числа вызывает необходимость введения между валом двигателя и движущими осями тепловоза передаточного механизма, который при механической передаче выполняется обычно в виде короб-



Фиг. 48. Изменение мощности тепловоза N_k от скорости V при постоянном передаточном числе.



Фиг. 49. Изменение мощности тепловоза от скорости при двух передаточных числах.

ки скоростей, являющейся только одним из видов переменной механической передачи. Каждое изменение передаточного числа принято называть ступенью передачи. Поэтому при наличии двух передаточных чисел мы будем иметь двухступенчатую коробку скоростей.

При проектировании коробки скоростей возникает вопрос, достаточно ли иметь две ступени скоростей и, если нет, то каким же количеством ступеней она должна обладать.

При решении этого вопроса приходится считаться во-первых с необходимостью обеспечить достаточно плавное трогание тепловоза с места, имея в виду начало развития двигателем мощности лишь с определенного наименьшего числа его оборотов n_{min} и во-вторых, с достаточно плавным переходом от одной ступени к другой. Как в том, так и в другом случае основным признаком для того или иного решения является коэфициент эластичности работы двигателя.

$$\delta = \frac{n_{max}}{n_{min}}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Чем эластичнее двигатель, или чем больше коэфициент δ, тем легче осуществляются оба вышеприведенные требования. При обычных двигателях не только вполне падежным, но даже и с некоторым запасом δ можно принимать равным от 3 до 4.

В таком случае, рассматривая первую ступень передачи при двухступенчатой коробке скоростей и при отношении для товарного тепловоза

$$\frac{V_{max}}{V_{min}} = 3,$$

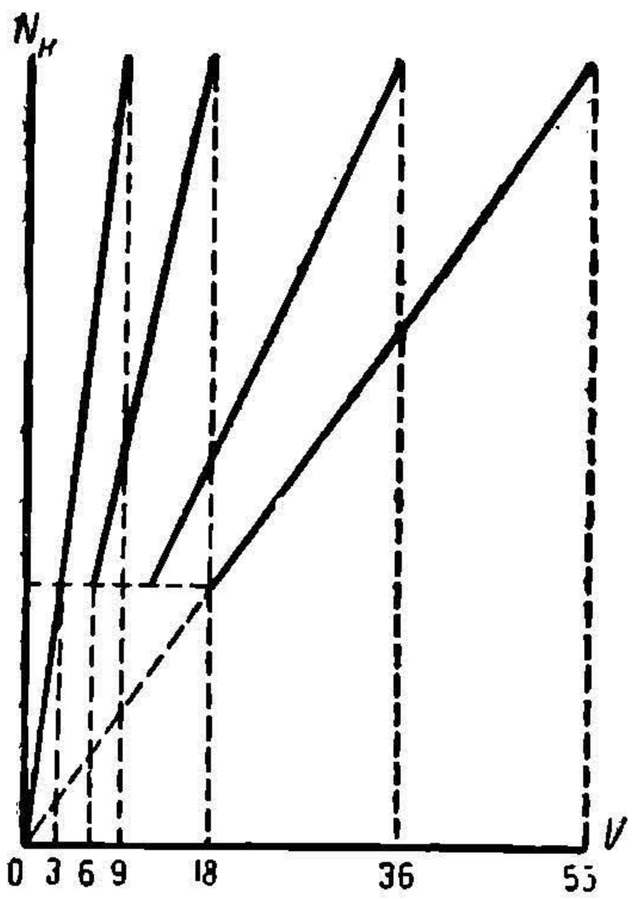
надежная работа двигателя под нагрузкой при $V_{max} = 55$ *км/час* и при $\delta = 3$ получится лишь при скорости тепловоза.

$$V_o = \frac{55}{3 \cdot 3} = 6 \text{ км/час.}$$

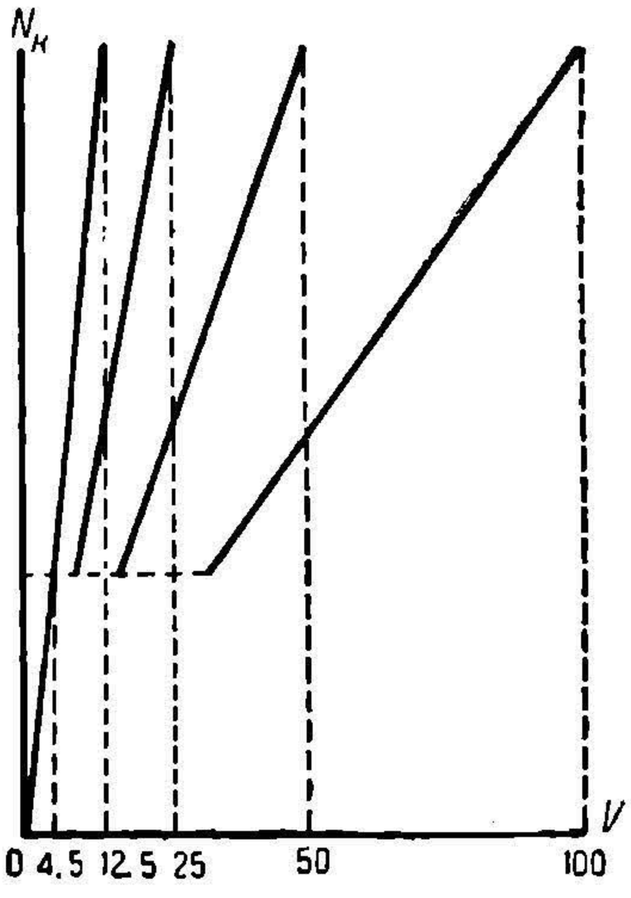
Такая начальная скорость при нормальном трогании с места товарных составов является вполне допустимой, однако, при тяжелых условиях трогания поезда с места, она может оказаться опасной в смысле разрыва поезда, и потому более целесообразным является введение в данном случае промежуточной ступени с передаточным числом в два раза большим предыдущего. В таком случае (фиг. 50)

$$V_o = 3; \quad V_I = 9; \quad V_{II} = 18,$$

т. е. трогание с места будет осуществляться при начальной скорости в 3 *км*/час; V_I будет в таком случае наибольшей скоростью на первой ступени передачи и явится весьма ценной для обслуживания тепловозом маневровой работы; скорость же V_{II}, заданная для поездной работы на руководящем подъеме, явится



Фиг. 50. Изменение мощности тепловоза от скорости при четырехступенчатой коробке скоростей для товарного локомотива.



Фиг. 51. Изменение мощности тепловоза от скорости при четырехступенчатой коробке скоростей для пассажирского локомотива.

наибольшей скоростью тепловоза при второй ступени передачи. Переход с I ступени на II легко осуществляется, так как двигатель при переключении легко должен работать в пределах скоростей от 6 до 9 *км/час* при $\delta = 3 \div 2$. Для обеспечения такой же легкой работы двигателя и при переходе на следующую ступень, а также и для использования полной мощности двигателя между скоростями в 18 и в 55 *км/час* является желательным включение в коробку скоро-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

стей еще одной дополнительной ступени передачи. Эта ступень на фиг. 50 помечена для наибольшей скорости в 36 *км/час*. Выбор же ее зависит опять-таки от характера профиля пути, для которого предназначается тепловоз.

Таким образом мы получили четырехступенчатую коробку скоростей, округленные передаточные числа которой будут, начиная с первой ступени, равны

6; 3; 1,5 и 1,

если при наибольшем числе оборотов двигателя n_{max} наибольшая скорость тепловоза. V_{max} осуществляется при $\nu = 1$. Так как, однако, для облегчения веса двигателя число его оборотов выбирается не меньше двойного допускаемого для локомотивов числа оборотов их колес, то передаточные числа будут соответственно или в два раза больше, т. е. 12, 6, 3 и 2.

Четырехступенчатая коробка скоростей, как мы видим, достаточно удовлетворительно разрешает вопросы обслуживания тепловозом поездов и, кроме того, свободно обеспечивает развитие конструкции товарного тепловоза для скоростей и выше 55 *км/час*, так как последняя IV ступень, при сохранении первых трех ступеней на скоростях, отмеченных на фиг. 50, может свободно обслуживать и наибольшую скорость в 72 *км/час*.

На фиг. 51 приведена характеристика мощности тепловоза с четырехступенчатой коробкой скоростей для пассажирской службы. В данном случае I и II ступени предназначаются для трогания тепловоза с места и для перехода на III ступень, отвечающую работе тепловоза в наиболее трудных местах профиля. Для работы же со скоростями от 50 до 100 *км/час* предназначена IV ступень. Последний интервал скоростей получается несколько значительным и может потребовать в некоторых случаях включение дополнительной ступени. Таким образом для пассажирских тепловозов может встретиться необходимость в проектировании коробки скоростей о пяти ступенях. Начальная скорость V_0, при которой пассажирский тепловоз должен брать поезд с места при включенной коробке скоростей, в рассмотренном случае равна 4,2 *км/час*. Такая скорость для небольших по сравнению с товарными составов является вполне допустимой. Стремление к возможному снижению начальной скорости V_0 у тепловозов с переменной механической передачей объясняется тем, что в данном случае отсутствует уже вспомогательная машина, которую мы наблюдали у тепловозов непосредственного действия, и запуск двигателя производится независимо от трогания тепловоза с места. Для приведения же в движение тепловоза между валом двигателя и коробкой скоростей ставится муфта, которая свободно включается или выключается по желанию машиниста тепловоза. У автомобиля, являющегося транспортной машиной с двигателем внутреннего сгорания и с переменной механической передачей, роль такой муфты играет так называемый конус.

Назначение этой муфты, которую мы в дальнейшем, в отличие от других муфт, будем называть главной, заключается, во-первых, в постепенном приведении колес тепловоза в движение до скорости V_0, соответствующей числу оборотов двигателя n_{min}, во-вторых, в передаче полного вращающего момента двигателя осям тепловоза после достижения им скорости V_0 и, в третьих, наконец, в возможности коробки скоростей переключаться с одной ступени передачи на другую.

В первый период работы муфта несомненно должна давать проскальзывание до тех пор, пока при числе оборотов двигателя n_{min} не наступит скорость тепловоза V_0. После этого наступает второй период работы муфты, когда для передачи вращающего момента двигателя осям тепловоза она должна дать глухое соединение и не допускать никакого проскальзывания. При необходимости же переключения с одной ступени на другую главная муфта должна свободно и быстро разъединяться для того, чтобы после произведенного переключения также быстро дать вновь глухое соединение.

Благодаря тому, что муфта в первый период своей работы проскальзывает, чем и дает возможность развивать тепловозу мощность на ободе колес в пределах скоростей от 0 до V_0, характер мощности тепловоза на первой ступени передачи

НБ УДУНТ (ДІІТ)

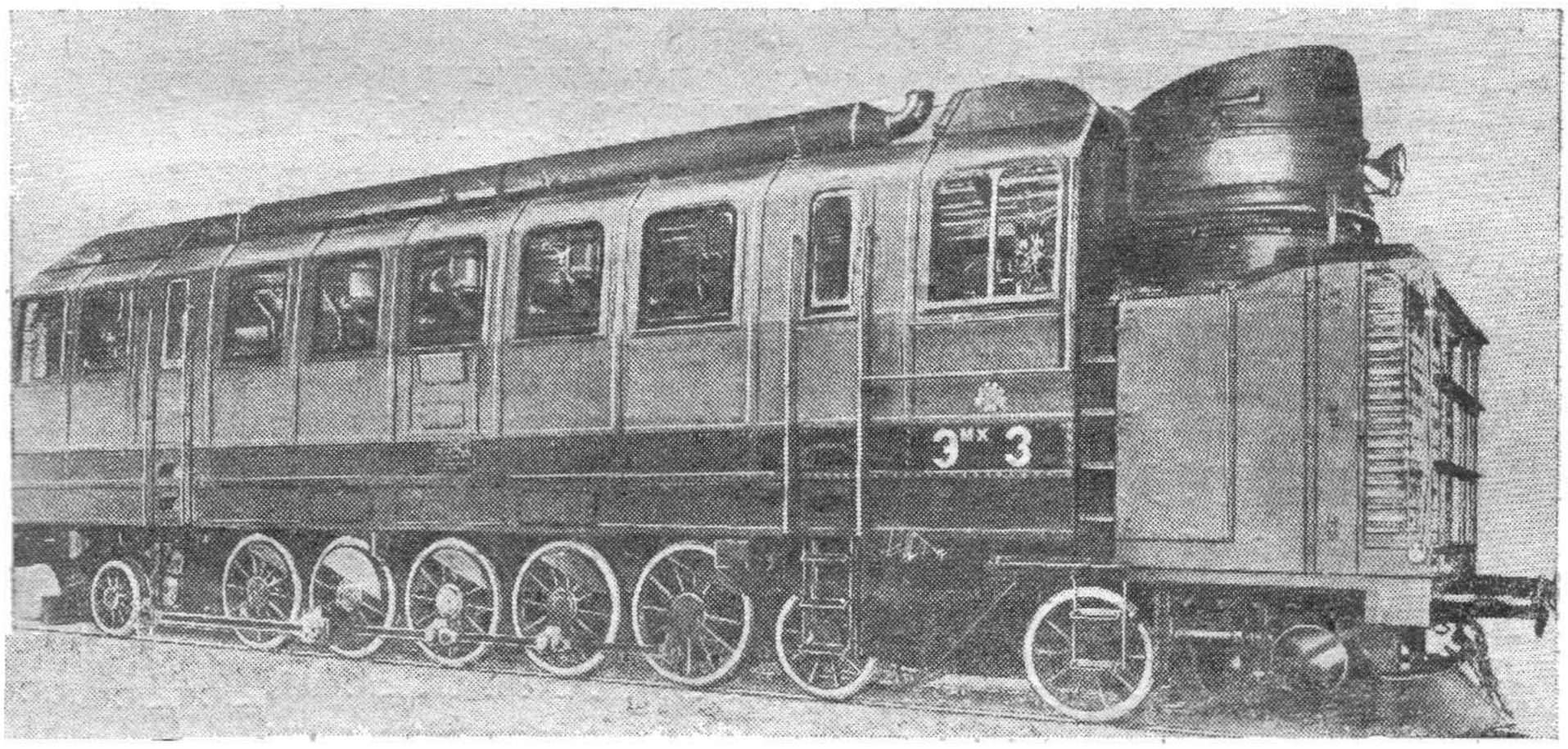
выражается в виде непрерывной линии от 0 до наибольшего значения мощности (фиг. 50 и 51), в отличие от характера, приведенного на фиг. 48.

При переходе от одной ступени к другой и сохранении в это время скорости изменение мощности будет происходить по пунктирным отвесным линиям.

Переключение коробки скоростей с одной ступени передачи на другую производится, как это видно из фиг. 50 и 51, при значительной развиваемой тепловозом мощности, составляющей около половины ее полного значения. Поэтому, во избежание повреждения зубчаток, такое переключение должно производиться без нарушения их зацепления. При предъявлении же такого требования необходимо, чтобы одна из зубчаток каждой их пары, предназначенной для осуществления той или другой ступени передачи, могла свободно вращаться на валу и лишь при включении ее в работу заклинивалась на валу наглухо. Это обстоятельство заставляет устраивать в коробке скоростей между свободными зубчатками и их валами особые муфты, которые в дальнейшем мы будем именовать муфтами ступеней. Такие муфты должны быть управляемы с поста машиниста и управление ими вместе с тем должно быть связано блокировкой, не допускающей одновременного включения двух или большего числа муфт ступеней.

Тепловоз СССР Э^{мх} 3 типа 2—5—1. Первый тепловоз с переменной механической передачей был построен в период 1924—1926 г. по заказу Советского правительства заводом Гогенцоллерн (Дюссельдорф) в Германии по проекту, разработанному заводом под руководством Ломоносова и при ближайшем участии заводов Круппа и Магнетверке.

Основной трудностью при постройке этого тепловоза явилось осуществление коробки скоростей, которая не имела равных себе образцов, в то время как двигатель для тепловоза был взят не только готового образца, но и испытанного уже на тепловозе с электрической передачей типа 1—5_0—1, который описывается ниже.



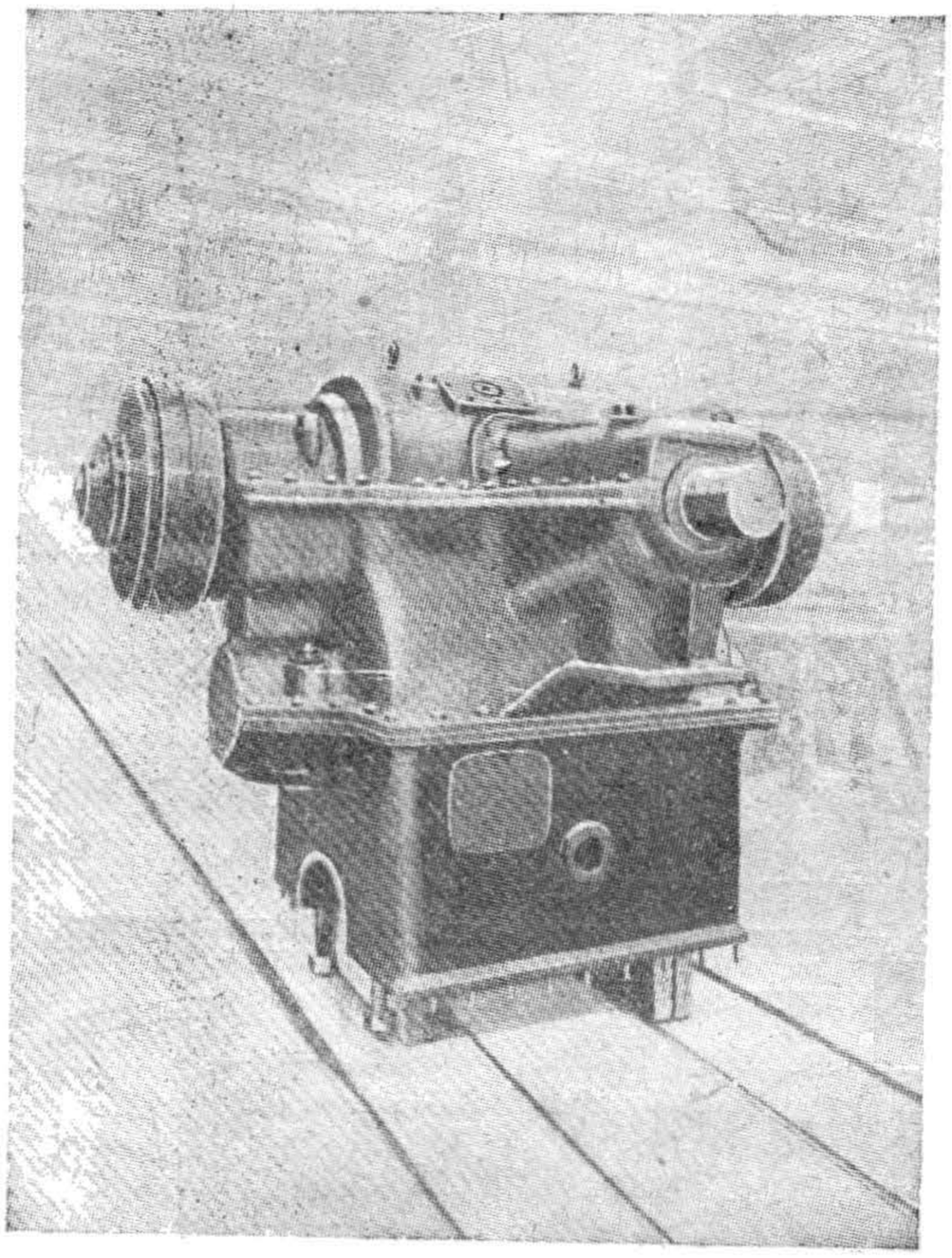
Фиг. 52. Тепловоз ЭмхЗ типа 2—5—1 с переменной механической передачей.

Основные данные рассматриваемого тепловоза (фиг. 52) приведены в ниже помещенной табл. VIII (см. стр. 72). Тепловоз представляет собой следующую конструкцию (фиг. 53).

Листовая рама тепловоза покоится на пяти сцепных осях, передней двухосной тележке типа паровоза серии К^{У} и одной поддерживающей оси. На междурамных креплениях тепловоза установлен своим картером вдоль рамы шестицилиндровый четырехтактный компрессорный реверсивный двигатель завода МАН *1*, развивающий при 450 об/мин 1200 *л. с.* на валу. Общий вид рамы и двигателя представлен на фиг. 54. Между задней сцепной и поддерживающей осями рама имеет приливы, на которые опирается коробка скоростей.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Точно обработанными приливами *Б* картер крепится при помощи болтов к раме. На верхних же, тоже точно обработанных кромках *В*, устанавливаются и укрепляются болтами лапы цилиндра двигателя *Г*. Внутри картера имеются подшипники *Д*, на которые укладывается коленчатый вал *Е*. Отвод отработанной смазки из картера производится через расположенные по его концам отверстия *Ж*.



Фиг. 55. Вид верхней части коробки скоростей.

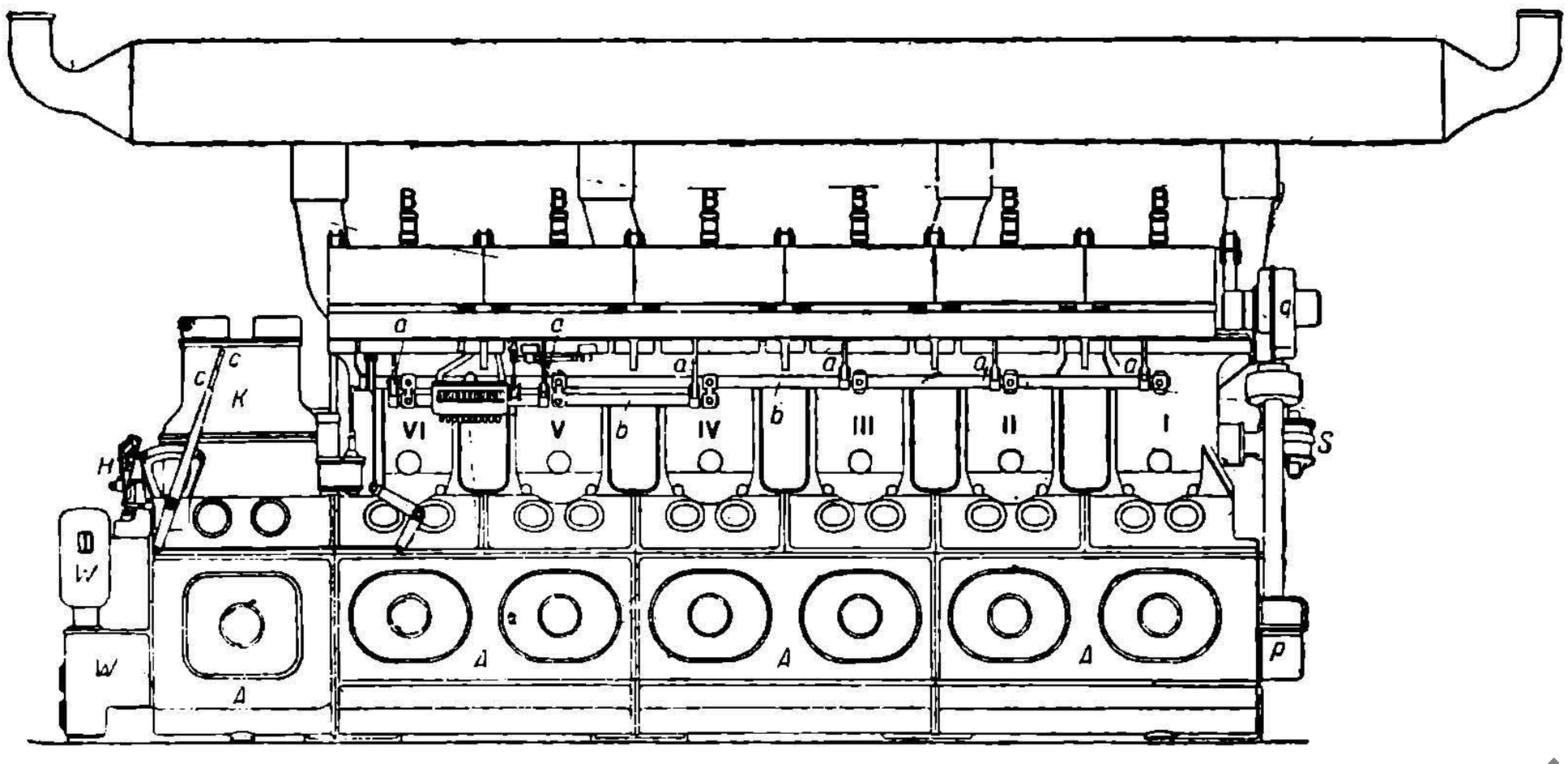
Материалом для картера служит стальное литье с сопротивлением на разрыв в 50—55 *кг/мм²* и с удлинением при разрыве не меньше 18%.

Коленчатый вал двигателя изготовлен из цельной стальной поковки и имеет восемь колен. Шесть из них относятся к рабочим цилиндрам двигателя и два — к компрессору. Первые колена расположены под углом в 120° с зеркальным расположением колен первого и шестого, второго и пятого, третьего и четвертого.

Два компрессорных колена расположены под углом в 180°, причем внешнее из них совпадает по направлению с коленом шестого цилиндра. Для подачи смазки, а вместе с тем и для уменьшения веса, коленчатый вал имеет продольное сверление диаметром 110 *мм* при диаметре шейки вала в 240 *мм*.

Материалом для вала служит сименс-мартеновская сталь с сопротивлением на разрыв 50—60 *кг/мм²* и удлинением не меньше 18%.

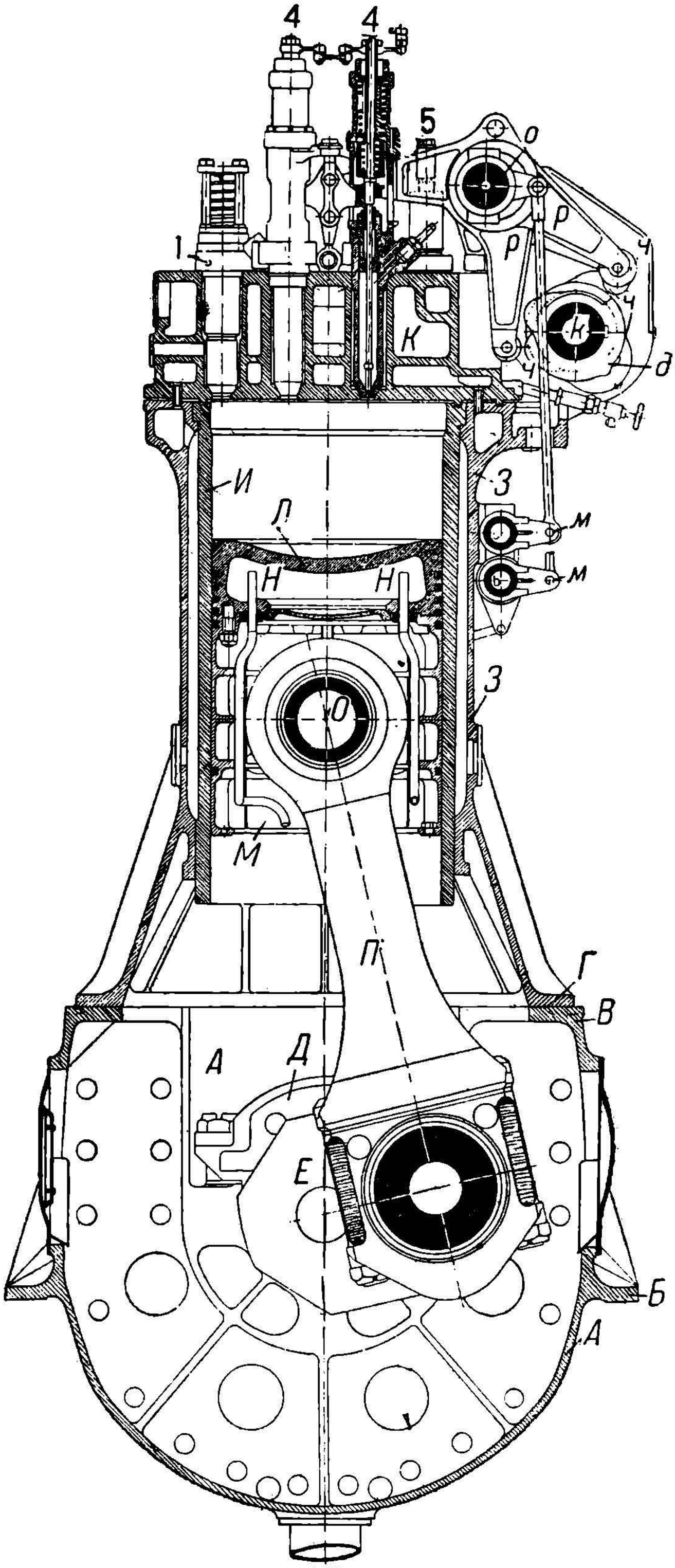
Коренные подшипники коленчатого вала (фиг. 58) имеют стальные вкладыши, состоящие из двух частей, и залиты белым металлом. Сверху они



Фиг. 56. Схема дизеля тепловоза 2—5—1.

А—картер; *I*, *II*, *III*, *VI*, *V* и *VI*—цилиндры дизеля; *a*—рычаги: *b*—вал: *c*—пусковые рычаги; *p* и *q*—передача к распределительному валу; *H*—топливный насос: *K*—компрессор; *W*—водяной насос: *S*—смазочный насос; *F*—глушитель.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



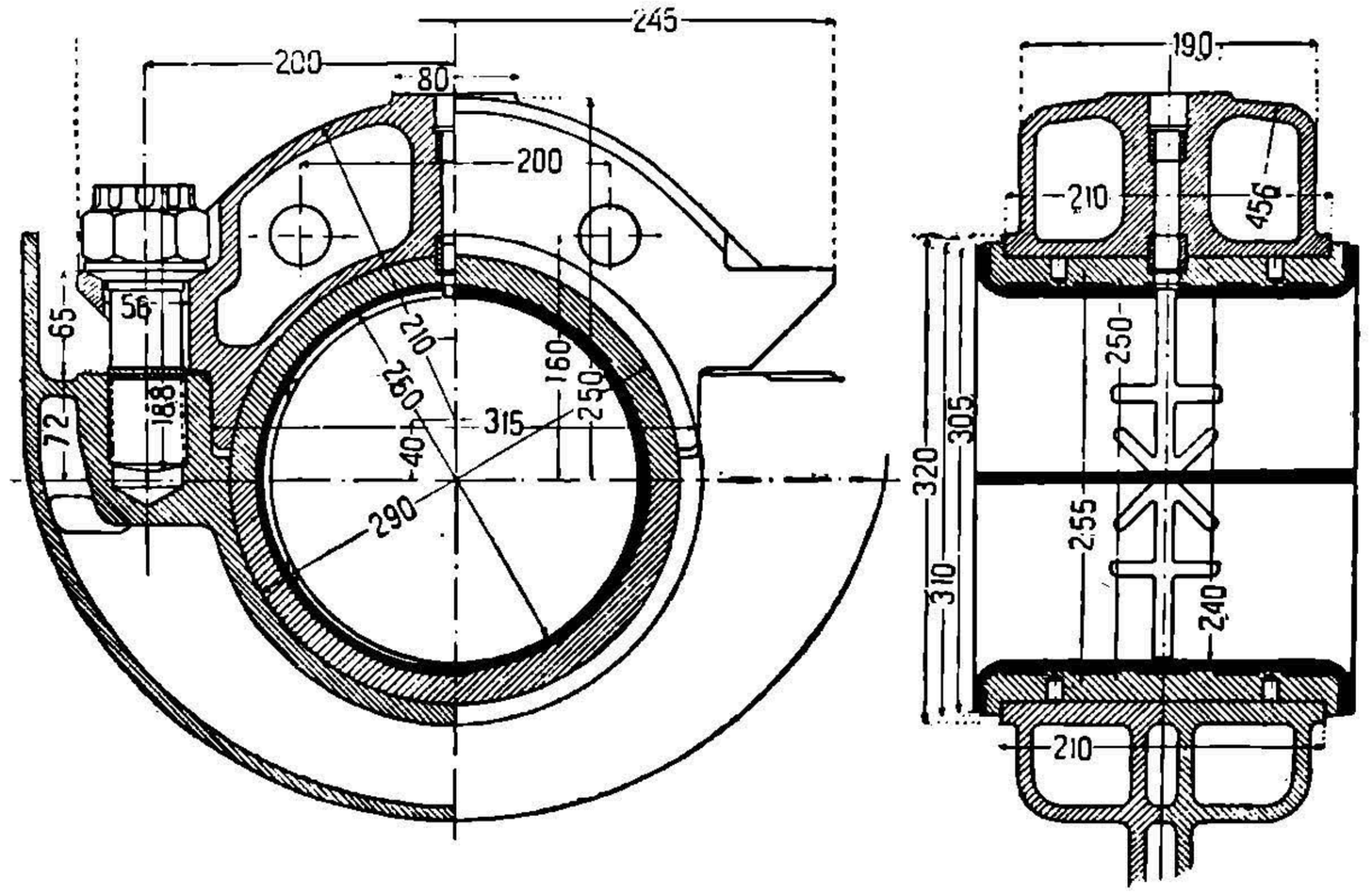
Фиг. 57. Разрез по цилиндру двигателя МАН 5/42.

А—картер; *Б* — опорные лапы: *В* — верхняя плоскость картера; *Г*—лапы цилиндров; *Д*—коренные подшипники; *Е* — вал двигателя: *З* — цилиндр; *П* — втулка; *К*- крышка цилиндра; *Л*—головка поршня: *М*—поршень; *Н*—масляный трубопровод для охлаждения поршней; *к* — распределительный вал; *д*—кулачные шайбы; *г*—ролик; *р*—распределительный рычаг: *о* рычаговой вал; *м*—рычаги к смазочному маслу; *1*—пусковой клапан: *4*—топливные клапана; *5* — предохранительный клапан.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

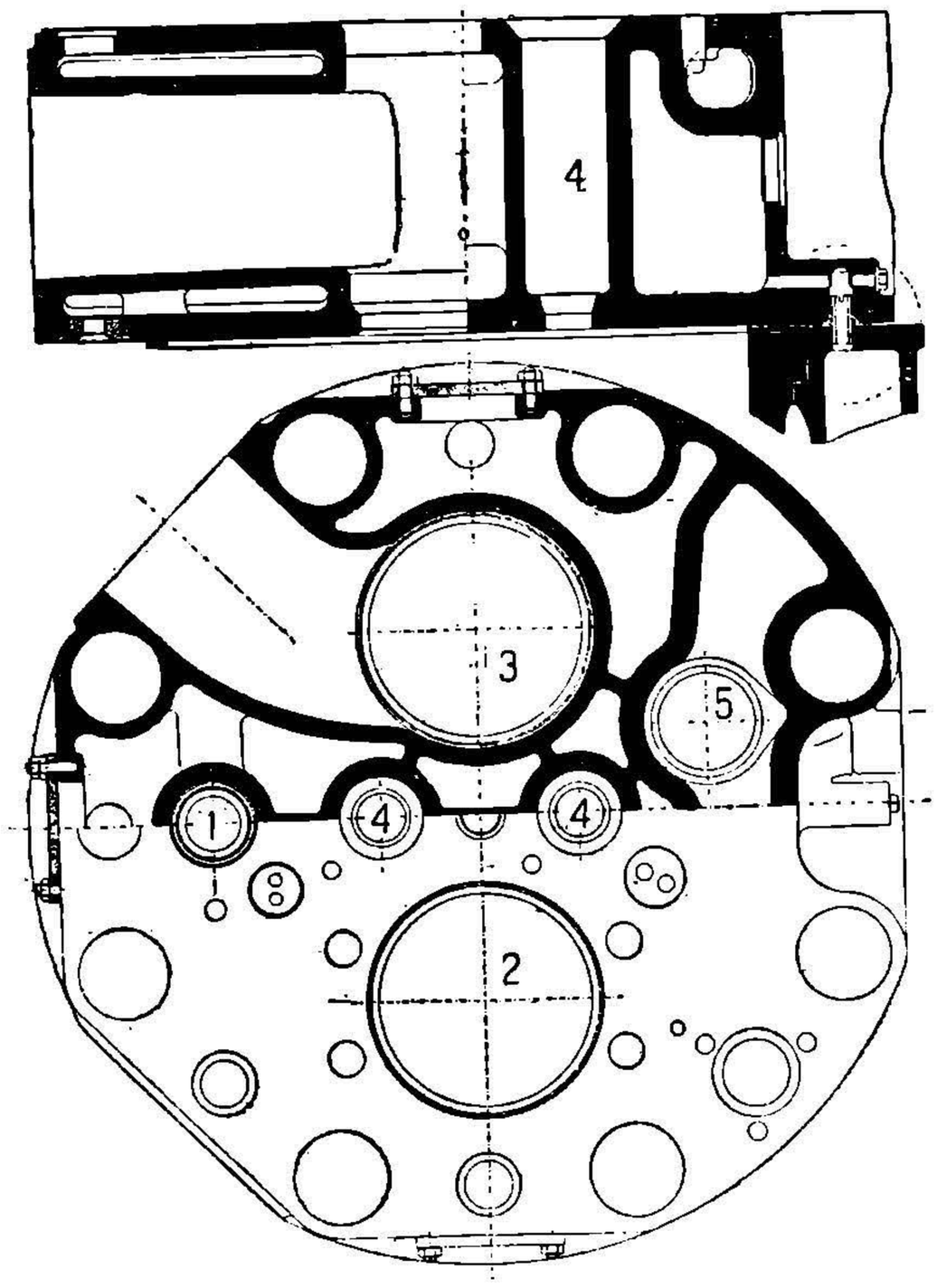
имеют крышки, укрепляемые болтами. Подшипники для прочности снабжены ребрами.

Материалом для подшипников и их крышек служит то же литье, что и



Фиг. 58. Коренной подшипник коленчатого вала двигателя МАН 45/42.

для станины. Вкладыши изготовлены из ковкого сименс-мартеновского железа с сопротивлением на разрыв 37 — 44 *кг/мм²* и удлинением не менше 22%. Заливка представляет собой баббит следующего состава: Sn — 78%; Sb — 13%; Cu — 6%; и Pb — 3%.



Фиг. 59. Крышка с местами для клапанов: *1*—пускового; *2*—всасывающего: *3*—выхлопного; *4*—топливных и *5*—предохранительного.

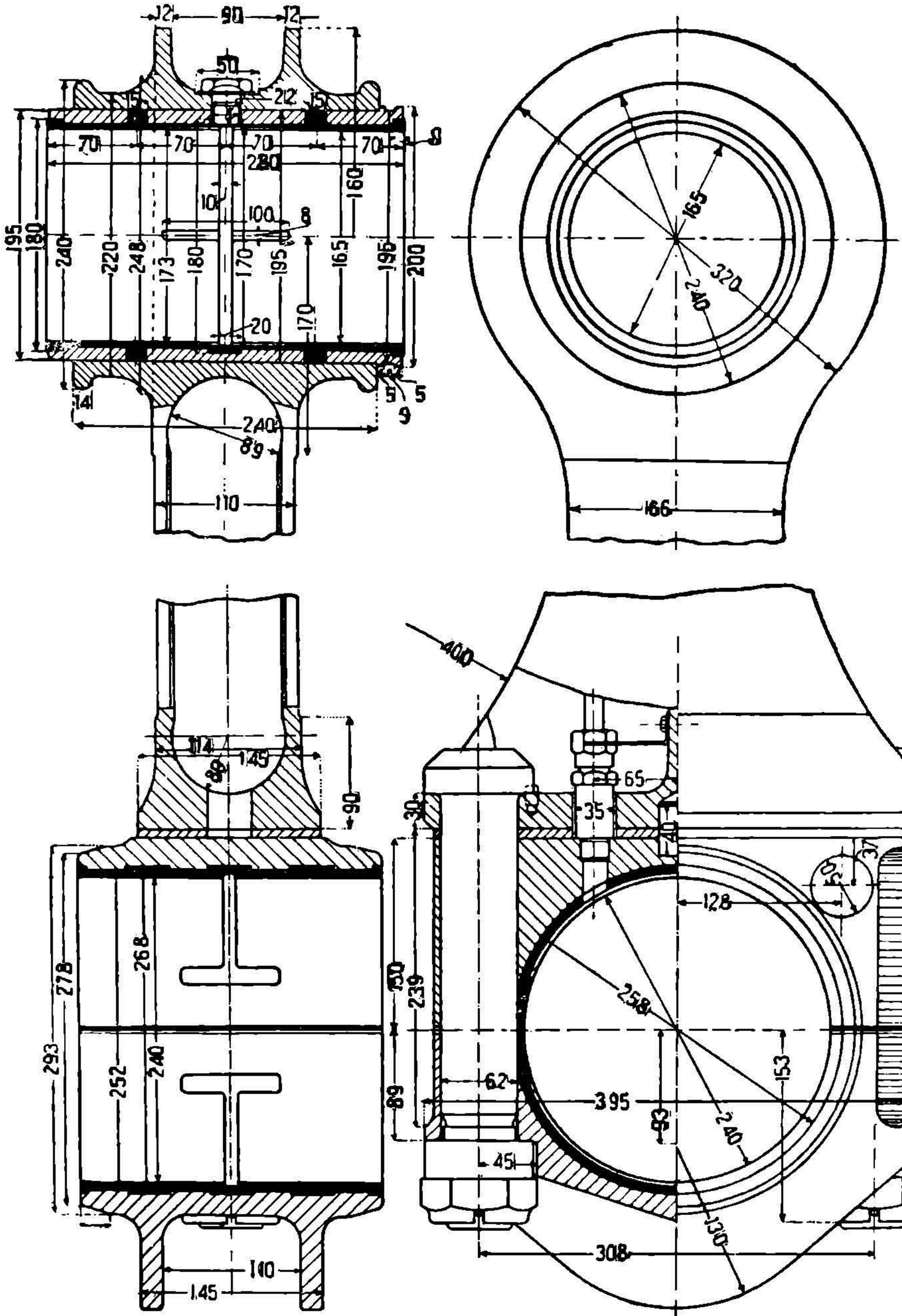
Цилиндры дизеля имеют стальные кожухи *З* и чугунные втулки *И*, которые верхним краем посажены на медные кольца, внизу же уплотнены сальниками. Сверху цилиндры имеют чугунные крышки *К*, укрепляемые специальными болтами па кожухе цилиндров. Уплотнение между крышкой и втулкой достигается медным кольцом. Каждая крышка цилиндра имеет отверстия: для пускового клапана, двух топливных клапанов или форсунок и для одного предохранительного клапана (фиг. 59). Полости между кожухами и втулками цилиндров, иначе говоря рубашки цилиндров, а также и полости в крышках цилиндров, охлаждаются водой.

Материалом для кожухов цилиндров служит стальное литье с сопротивлением на разрыв 40—55 *кг/мм²* и удлинением не меньше 18%; материалом же для втулок и крышек — специальный чугун с сопротивлением на изгиб 34 *кг/мм²* при прогибе не меньше 10 *мм*. Испытанию подвергается стержень

НБ УДУНТ (ДІІТ)

диаметром в 30 *мм* в необработанном виде с расстоянием между опорами 600 *мм*.

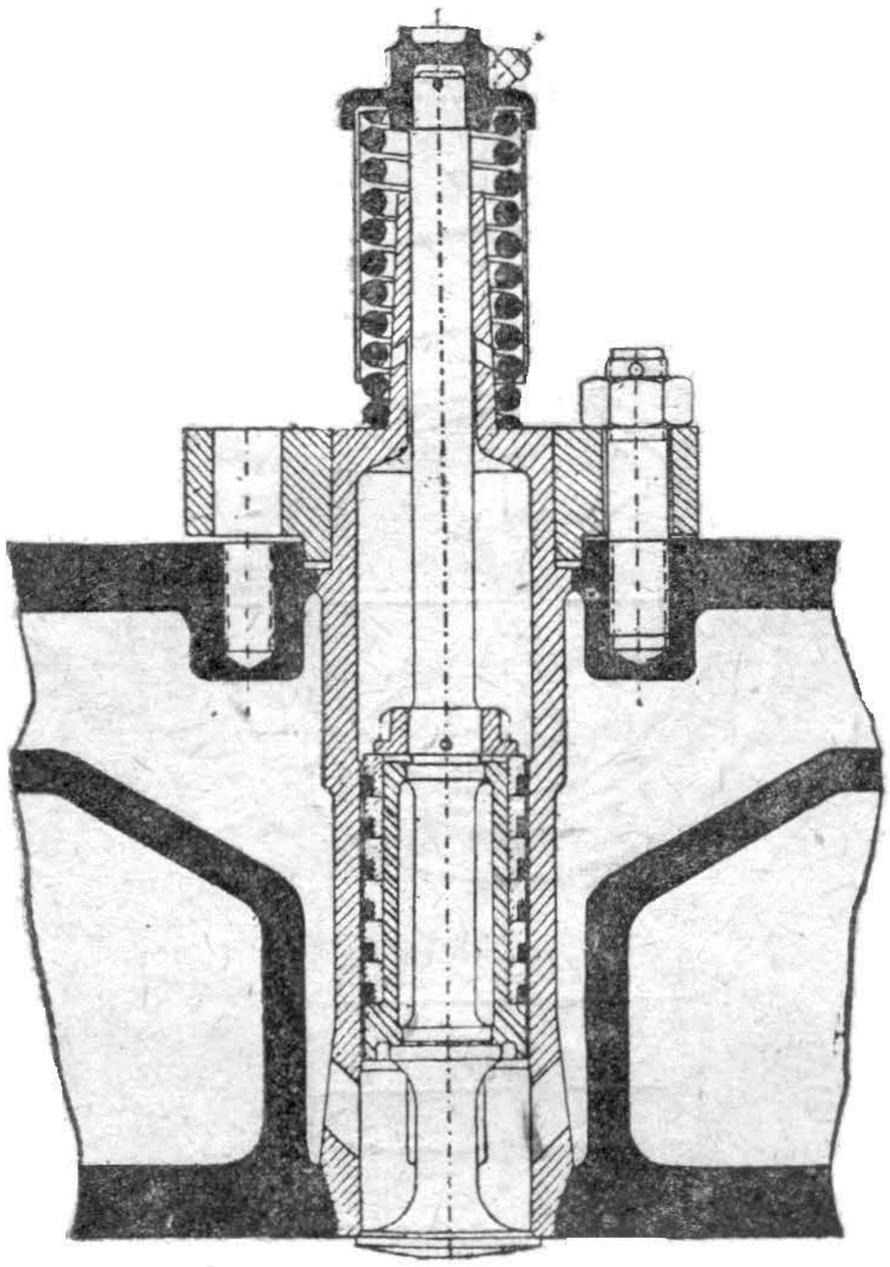
Рабочие поршни состоят из двух частей: верхней *Л* — головки — стальной кованой и нижней *М* — чугунной. Верхняя часть имеет внутри по-



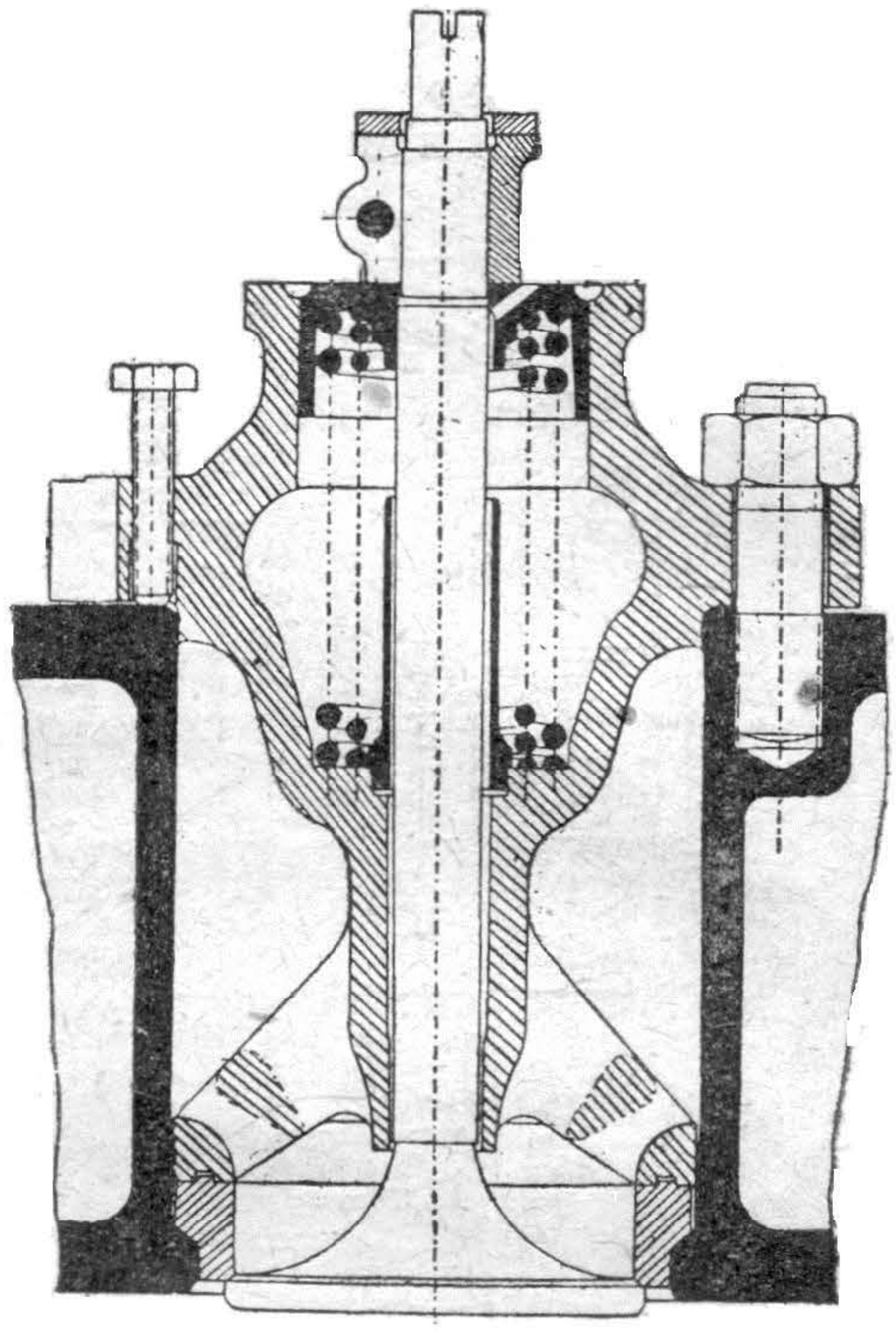
Фиг. 60. Шатун двигателя МАН 45/42.

лость, охлаждаемую маслом при помощи трубок *Н*. Зазор поршня во втулке цилиндра составляет 0,30—0,35 *мм*. Поршни снабжены шестью чугунными пружинными кольцами. Четыре из них являются уплотняющими и два — маслосрезывающими. Вес поршня с головкой, залитой маслом, и с частями прибора охлаждения составляет 240 *кг*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 61. Пусковой клапан.



Фиг. 62. Всасывающий клапан.

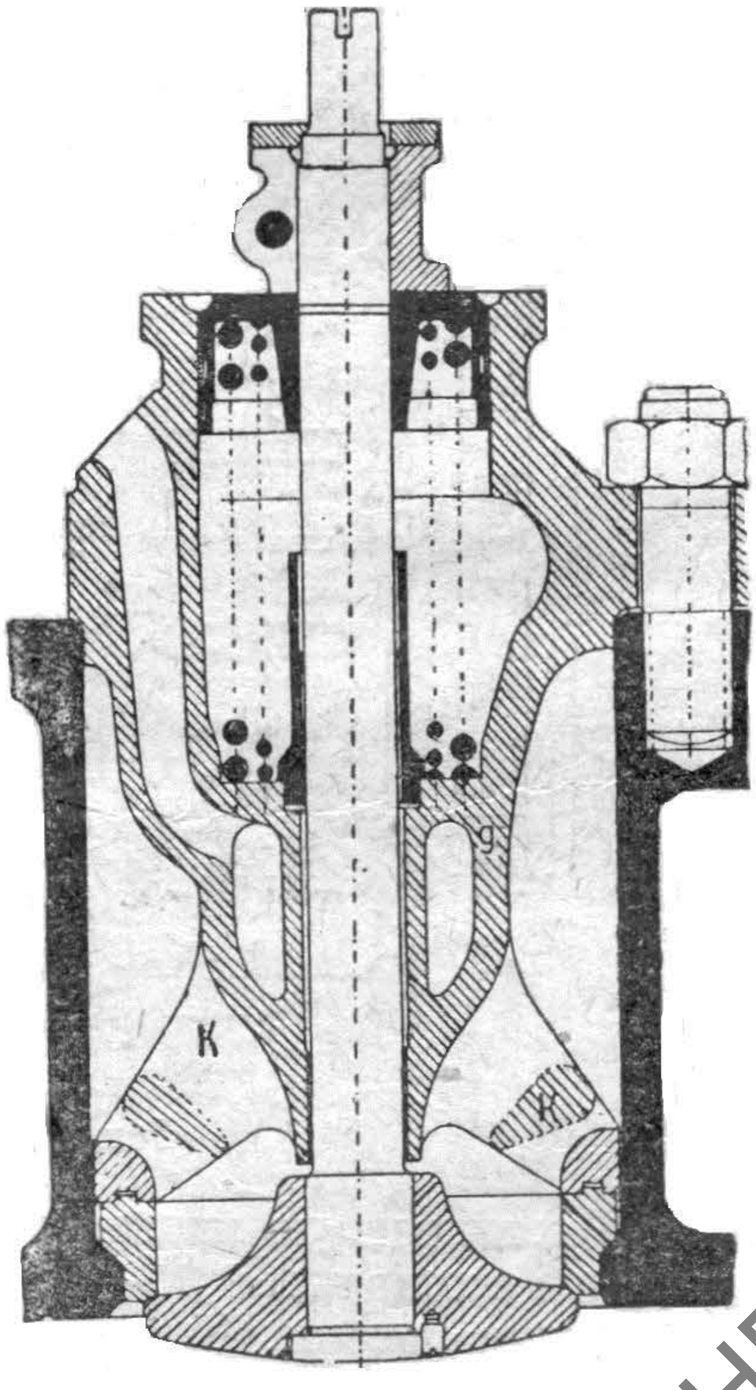
Материалом для поршней и поршневых колец является тот же чугун, что и для втулок цилиндров и крышек.

Поршневые пальцы *О* являются пустотелыми с внутренним отверстием, диаметром 130 *мм* и наружном диаметре 166 *мм*. Палец в поршне укреплен при помощи двух клипьев.

Материалом для поршневых пальцев служит специальная сталь с сопротивлением на разрыв 60 *кг/мм²*, пределом упругости не меньше 38 *кг/см²* и удлинением в 18%.

Шатуны *П* (фиг. 60) имеют в стержне двутавровое сечение. Их верхняя головка — неразъемная, с глухой бронзовой втулкой, охватывает поршневой палец. Нижняя головка шатуна—разъемная, изготовлена отдельно от шатуна и соединяется с ним при помощи специальных болтов.

Такая конструкция дает возможность изменять длину шатуна с целью достижения необходимой степени сжатия. Вкладыши у нижней головки отсутствуют, и ее половина залита белым металлом непосредственно. Вес собранного шатуна — 163,5 *кг*.



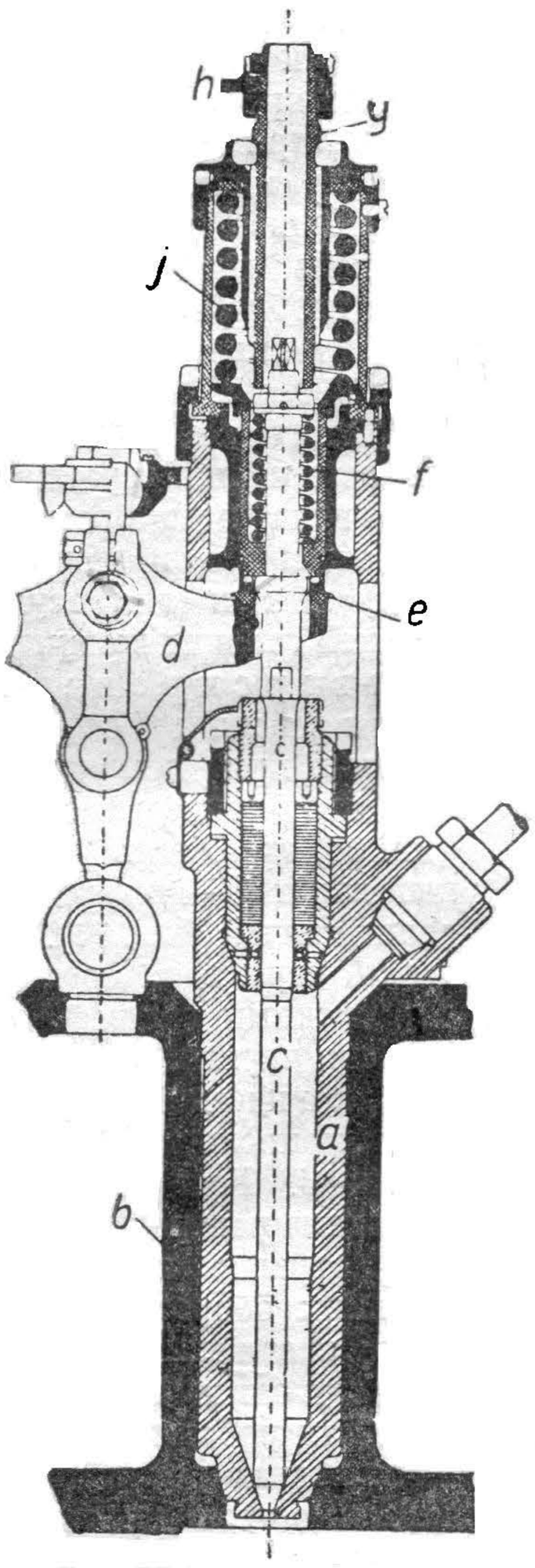
Фиг. 63. Выхлопной клапан.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Материалом для стержня шатуна служит сименс-мартеновская сталь с сопротивлением на разрыв 50—60 *кг/мм²* и удлинением не меньше 18%. Для изготовления нижней головки шатуна идет стальное литье с сопротивлением на разрыв 40—55 *кг/мм²* и удлинением не меньше 18%. Для втулки верхней головки идет бронза с составом: Cu — 83%; Sn — 15,5%; Cu с Si — 1,5%.

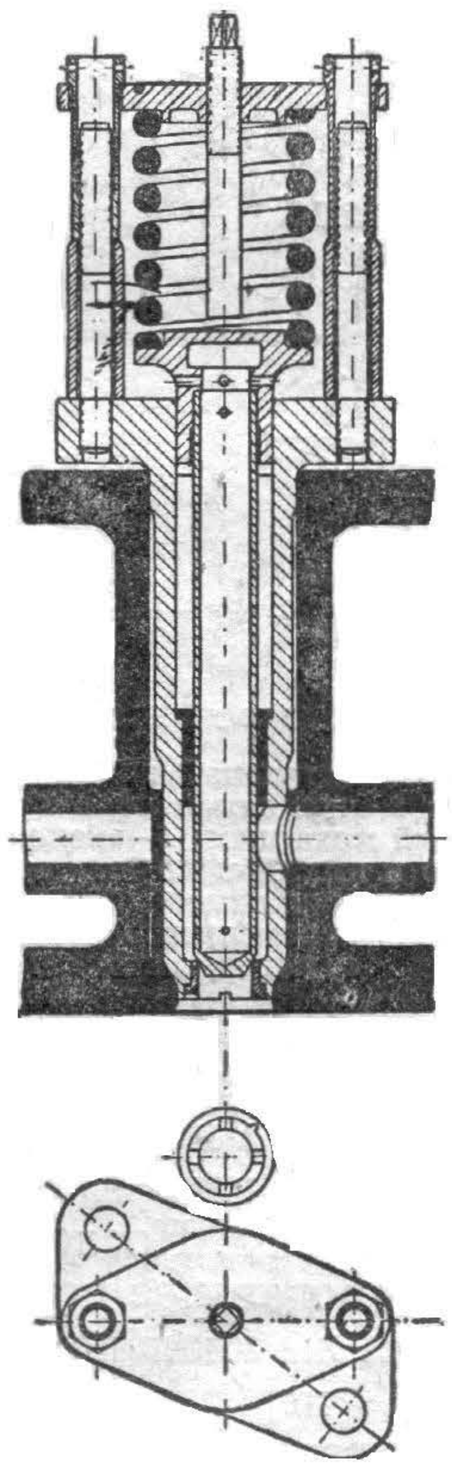
Рабочие клапаны расположены в крышке цилиндра так, как изображено на фиг. 59.

Пусковой клапан *(1)* приведен на фиг. 61, всасывающий *(2)*— на фиг. 62 и выхлопной *(3)*—на фиг. 63. Последний клапан, как подвергающийся действию высокой температуры выхлопных газов выполнен охлаждающимся. Охлаждение его полостей a производится водой. Топливные клапаны *(4)* (фиг. 64) установлены по два на цилиндр для того, чтобы получить вполне надежное распыливание топлива за рабочий ход поршня. Открытие и закрытие обоих топливных клапанов производится одновременно при помощи рычага *p* через коромысло *d*. Последнее через сферическую шайбу *e* поднимает стакан, имеющий внутри пружину *f* и иглу *c*, до тех пор пока игла своим заплечиком не упрется в стакан *y*, который служит ограничителем хода иглы и управляется через систему тяг с поста машиниста. Для посадки иглы на место служит пружина *j*.



Фиг. 64. Топливный клапан.

a—корпус клапана; *b*—место цилиндровой крышке; *c*—игла; *d*—коромысло *e*—тарелка; *f*—пружина; *h*—рычаг вильчатый; *l*—пружина; *v*—стакан.



Фиг. 65. Предохранительный клапан.

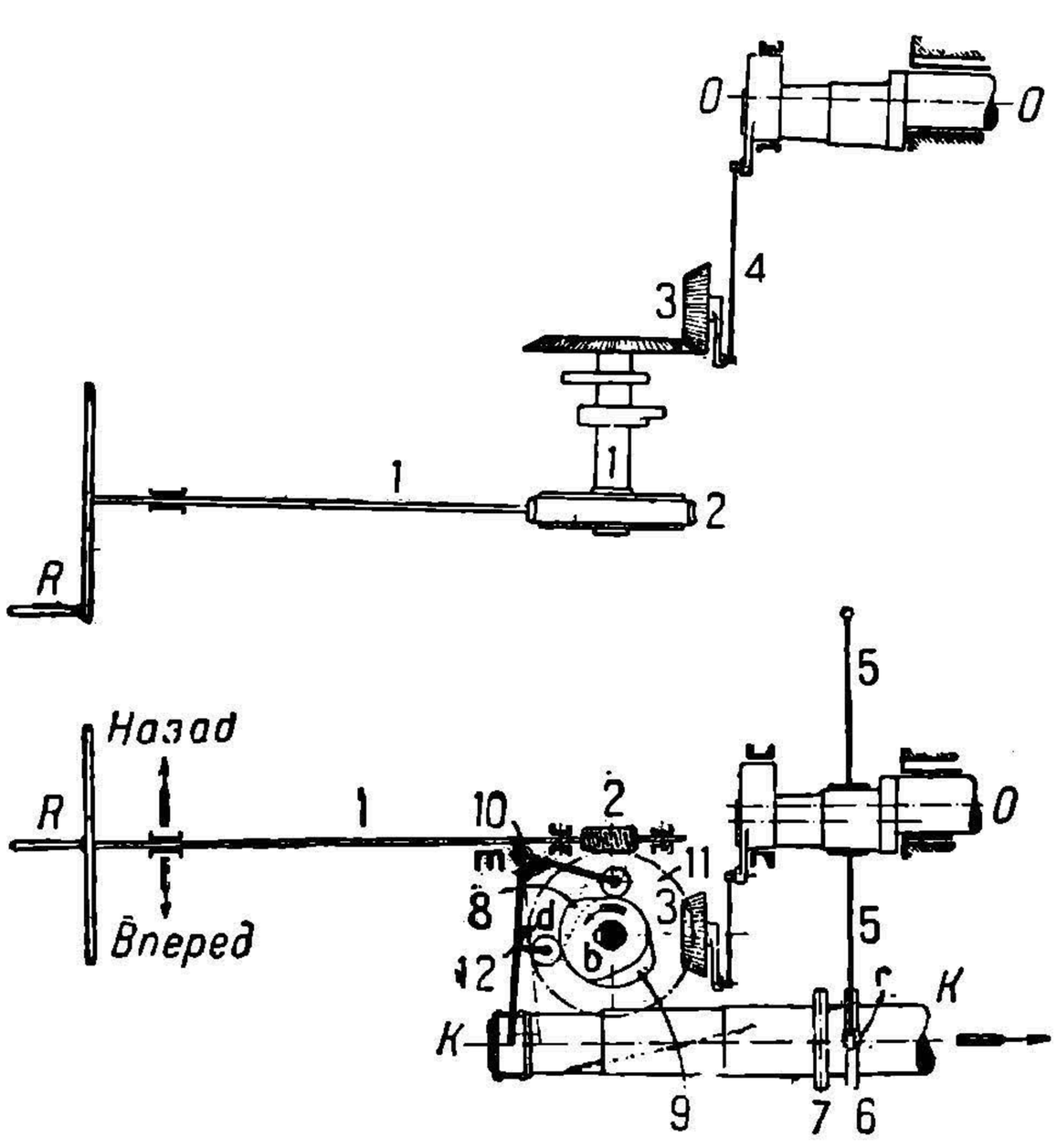
Предохранительный клапан *5*, приведенный на фиг. 65, служит для предотвращения ненормальных давлений в цилиндре и при реверсировании двигателя работает как разряжающий, допуская некоторое превышение давления в цилиндре по сравнению со всасывающим трубопроводом.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Управление клапанами осуществляется от главного вала через передачу, состоящую из двух пар винтовых колес *p* и *q* (фиг. 56), промежуточного вертикального вала распределительного, вала *к* (фиг. 57), системы кулачных шайб или кулачков *д*, сидящих на распределительном валу и двуплечих рычагов *р* с роликами *r* нажимающими на кулачки *д*. Вследствие четырехтактной работы двигателя распределительный вал делает в единицу времени число оборотов в два раза меньшее, неежели главный коленчатый вал. Уменьшение числа оборотов распределительного вала достигается при помощи передачи *q*.

Материал, идущий на изготовление винтовых колес коленчатого вала, распределительного вала и верхнего конца вертикального вала представляет собой специальный чугун с сопротивлением на изгиб 34 *кг/мм²*, при прогибе стержня не меньше 10 *мм*. Испытанию подвергается стержень диаметром в 30 *мм* в необработанном виде с расстоянием между опорами 600 *мм*.

На винтовые колеса для нижнего конца вертикального вала идет бронза с прибавлением кремнистой меди, как и для втулки верхней головки шатуна.



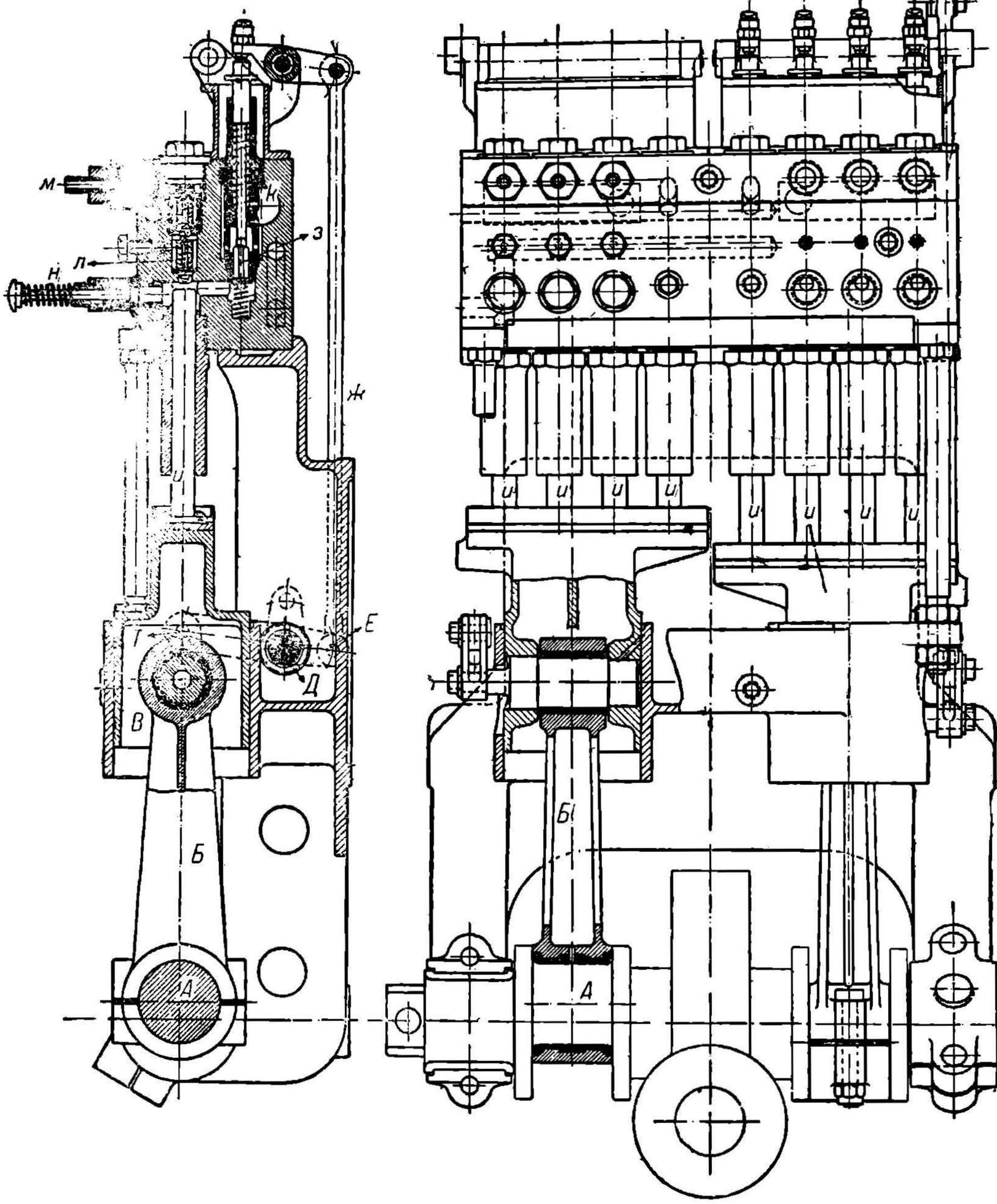
Фиг. 66. Реверсивное устройство двигателя МАН 45-42.

к—распределительный вал; *О*—рычажный вал: *R*—реверс: *1*—вал-реверса; *2*—червячная передача; *3*—коническая передача; *4*—кривошипный механизм; *5*—эксцентрично насаженные рычаги всасывающего и выхлопного клапанов; *6*—кулачковые шайбы заднего хода: *7*—кулачковые шайбы переднего хода; *8—9*—кулачковые шайбы для перемещения распределительного вала; *10*—ось двойного рычага; *11* и *12*—ролики рычага.

Реверсирование двигателя осуществляется при помощи устройства, приведенного на фиг. 66, где *О* есть рычажный вал и *k*—вал распределительный (фиг. 57). Реверс *R* через вал *1* соединен с рычажным валом *О* при помощи червячной передачи *2*, конической передачи *3* и кривошипного механизма *4*. При вращении маховика реверса по часовой стрелке после нескольких оборотов, вал *О* поворачивается, поднимая вместе с этим эксцентрично насаженные рычаги всасывающего и выхлопного клапанов *5* и освобождая их тем самым от кулачковых шайб *6* распределительного вала, предназначенного для работы двигателя на задний ход. После этого при дальнейшем вращении маховика реверса получается продольное перемещение распределительного вала *к* с подводом под рычаги тех же клапанов кулачковых шайб *7*, предназначенных для работы двигателя на передний ход. Перемещение распределительного вала происходит от вала реверса *1* через червячную передачу *2*, кулачковые шайбы *8* и *9* и двойной рычаг, качающийся на оси *10* и имеющий ролики *11* и *12*. При дальнейшем вращении маховика реверса вал *О* вновь опускает поднятые рычаги на подведенные кулачковые шайбы.

Топливный насос обслуживает подачу топлива к форсункам двигателя и представляет собой, собственно говоря, комплект из шести топливных насосов, так как каждый цилиндр двигателя обслуживается отдельным насосом. Распределение топлива между форсунками одного и того же цилиндра производится при помощи особого распределителя. Устройство топливных насосов при

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 67. Топливный насос двигателя МАН 45/52.

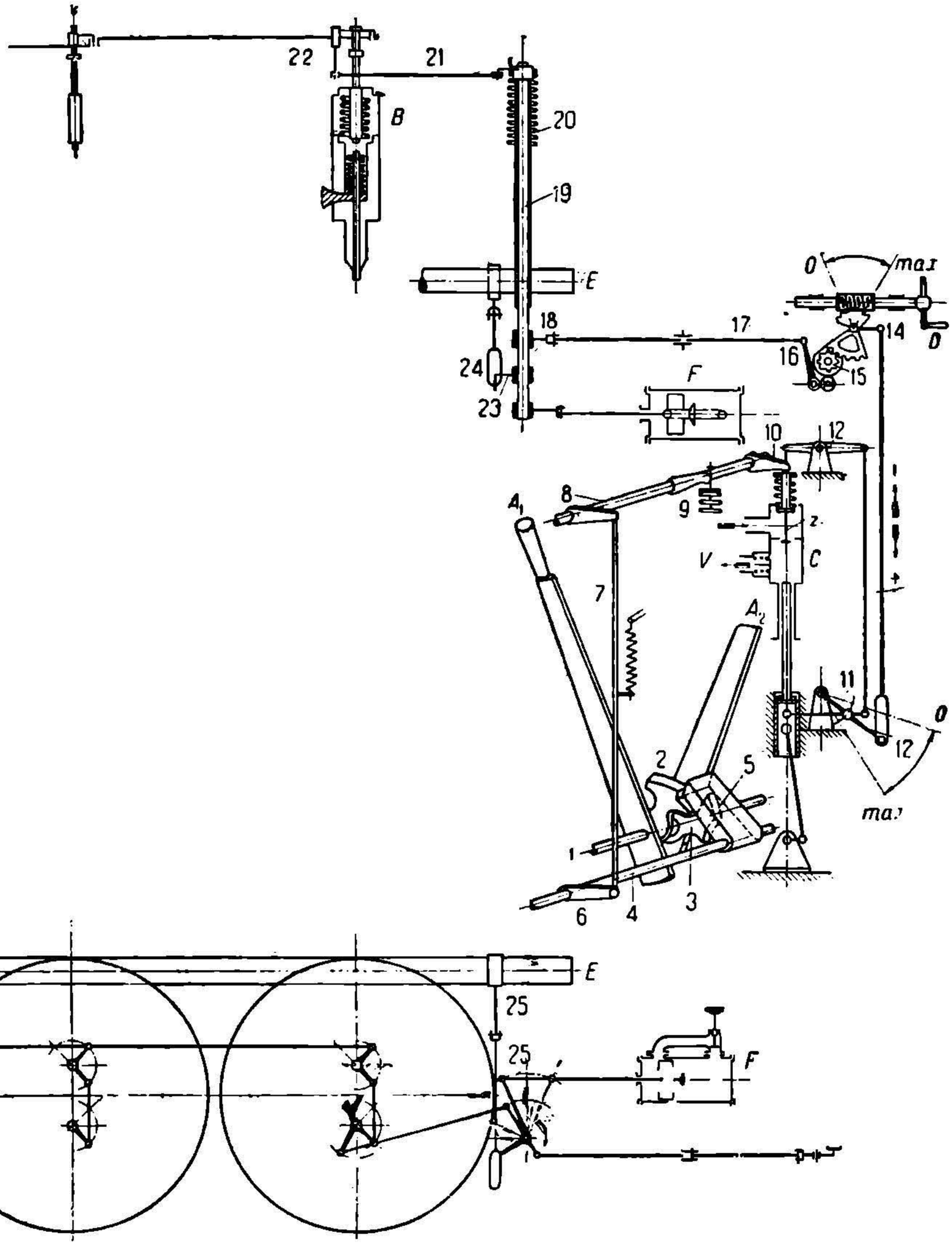
А—поперечный вал; *Б*—шатун: *В*—крейцкопф, *Г*, *Д*, *Е*—рычажная система; *ж*—толкатель: *з*—всасывающий клапан; *и*—плунжер насоса· *к*—топливный канал: *л*–нагнетательный клапан; *м*—нагнетательный трубопровод; *н*—плунжер с пружиной для ручной подачи топлива.

ведено на фиг. 67, из которой видно, что все насосы разделены на две группы. Каждая группа состоит при этом из четырех насосов. Четвертым в данном случае является масляный насос для регулятора форсуночного давления. Обе группы насосов приводятся от главного вала двигателя при помощи поперечного двухколенчатого вала, колено которого находится под углом в 180°, и делающего в два раза меньшее число оборотов, чем главный двигатель. При вращении поперечного вала *А* под действием шатуна *Б* происходит движение крейцкопфа *В*. Последний передает свое движение, с одной стороны, через рычажную систему

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Г, *Д*, *Е* и толкатель *эж* — всасывающему клапану *з* и с другой стороны плунжеру насоса *и*. Топливо, подводимое при этом по каналу *к*, направляется через всасывающий клапан *з* и нагнетательный клапан *л* в нагнетательный трубопровод *м* к форсункам. В качестве вспомогательной меры насос снабжается и ручной подачей при помощи плунжера с пружиной *н*.

Управление подачей топлива. Величина подачи топлива за рабочий ход поршня, наряду с числом оборотов двигателя, характеризует собой



Фиг. 68. Схема механизма подачи топлива у двигателя МАН.

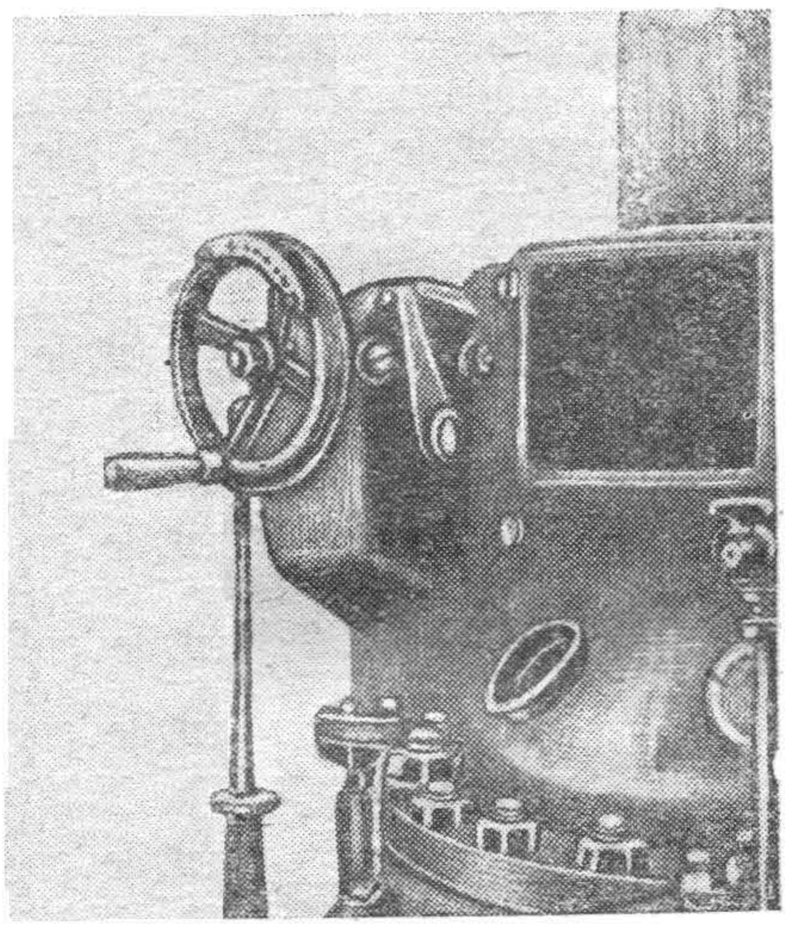
A_1, A_2—пусковые рычаги; *B*—топливный клапан; *C*—топливный насос; *D*—переводный маховичок топливного насоса; *E*—распределительный вал; *F*—регулятор; *1—10* передаточный механизм между пусковыми рычагами и топливным насосом; *11—14*—передаточный механизм между топливным насосом и переводным маховичком; 15—22—передаточный механизм между переводным маховичком и топливным клапаном; *23—25*—передача, связывающая с регулятором.

степень форсировки последнего, в зависимости от которой определяется и тяговая характеристика тепловоза. Это обстоятельство для сознательного управления тепловозом заставляет в каждый данный момент точно знать величину подачи топлива и требует поэтому точной связи между топливным насосом и форсункой и уменья регулировать эту связь.

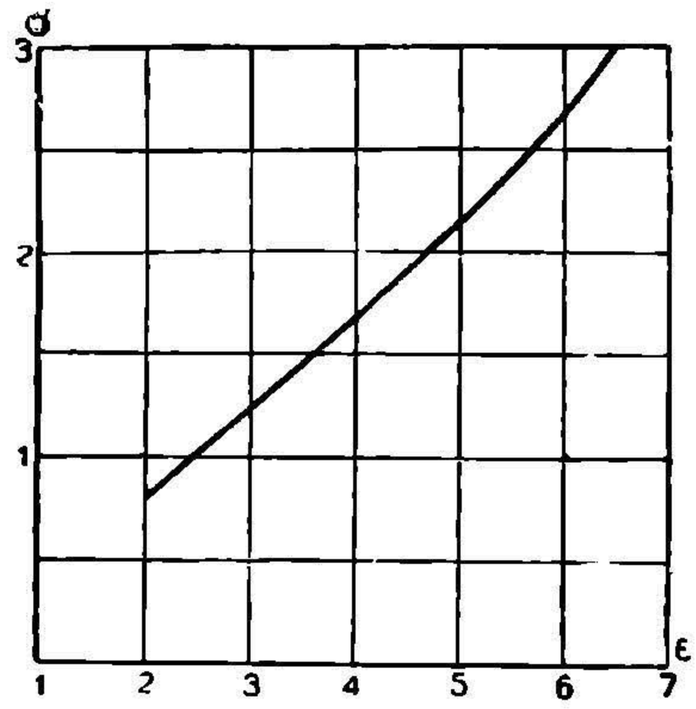
РБ УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 68 приведена схема механизма по управлению подачей топлива. Основными элементами этого механизма являются пусковые рычаги двигателя A_1 и A_2., форсунка B, топливный насос C и переводной маховичок топливного насоса D Этот маховичок снабжен сектором со шкалой и указателем величины подачи топлива, которая может быть выражена в $г$ за рабочий ход поршня. Вид сектора приведен на фиг. 69. Заводская градуировка сектора была нанесена условно, и его шкала имела семь делений. Путем испытания была установлена точная зависимость между делениями сектора ε и реальной подачей топлива за один ход поршня σ Зависимость эта приведена на фиг. 70.

Посредством пусковых рычагов,—путем установки их из среднего положения в крайнее заднее,—двигатель пускается в ход помощью сжатого воздуха с давлением от 12 до 15 *ат*. Поочередная перестановка рычагов из заднего в крайнее переднее положение перекрывает подачу сжатого воздуха через пусковой клапан



Фиг. 69. Сектор топливного насоса.



Фиг. 70. Зависимость между делениями сектора и величиной подачи топлива за один рабочий ход поршня.

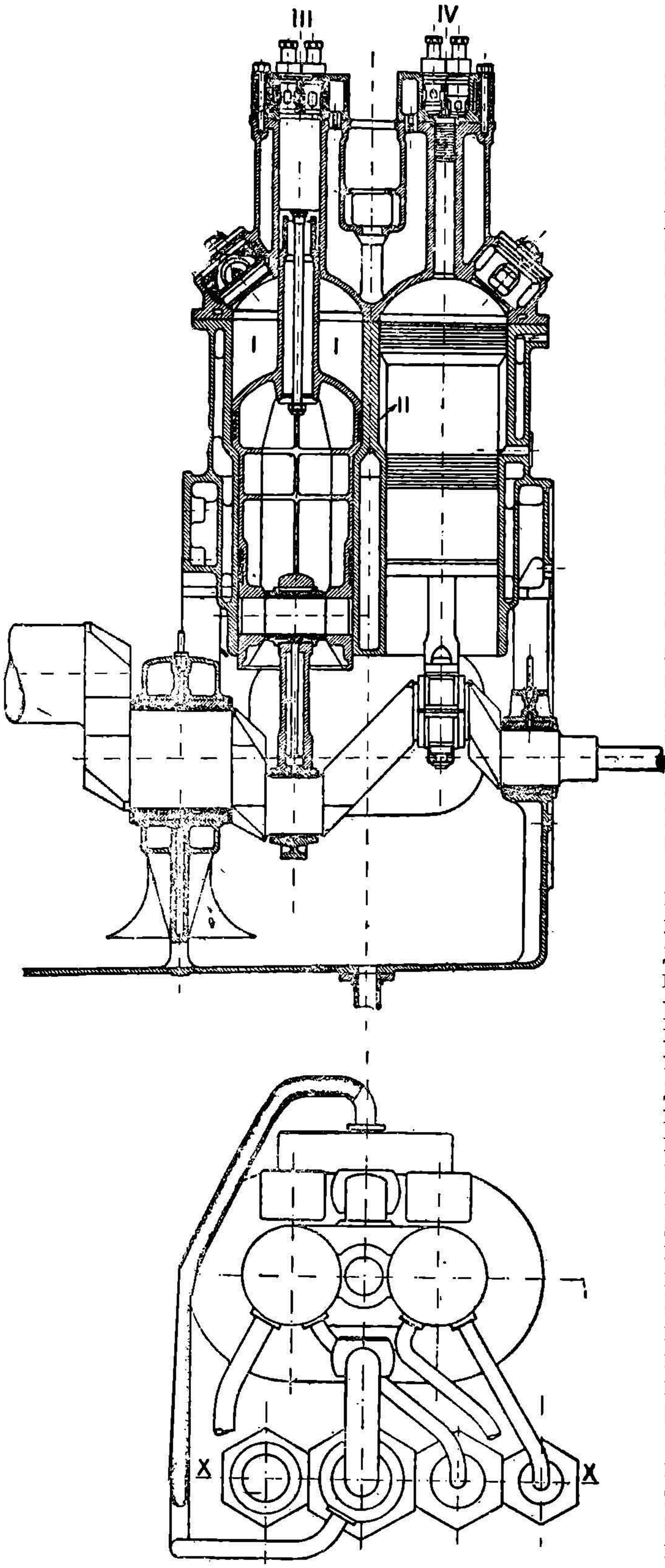
сначала в три первые цилиндра, а затем в три остальные. Одновременно с прекращением подачи в цилиндры сжатого воздуха открывается подача через топливный насос топлива в той же последовательности в отношении цилиндров.

Разделение цилиндров двигателя при пуске их в ход на две группы сделано с той целью, чтобы предотвратить остановку двигателя, если почему либо первая группа цилиндров, при переходе со сжатого воздуха на топливо, не даст своевременной вспышки.

Пусковые рычаги A_1 и A_2 связаны с топливным насосом механизмом, состоящим из вала *1* с кулачковыми шайбами *2* и *3*, вала *4* с пластинкой *5*, рычага *6*, тяги *1*, рычага *7* и вала с рычагом *9* и *10*. При этом рычаг *10* предназначен для одной группы цилиндров, а *11*—для другой.

Топливный насос, в свою очередь, связан соединительным механизмом с маховичком D через эксцентрично вращающуюся ось *11*, рычаг *12*, тягу *13* и червячную передачу с рычагом *14*. Благодаря этой передаче может изменяться время открытия и закрытия всасывающего клапана топливного насоса, а вследствие этого и та или иная величина подачи топлива поршнем насоса в нагнетательный трубопровод к форсунке. При перемещении сектора маховичка в переднее нулевое положение всасывающий клапан закрывается лишь в тот момент, когда плунжер насоса занимает свое верхнее мертвое положение. В таком случае подача топлива равна нулю. При обратном перемещении маховичка до занятия его сектором крайнего заднего положения подача топлива насоса будет наибольшая, так как всасывающий клапан закроется в наиболее ранний момент и таким образом все поступившее через него топливо направится в нагнетательный трубопровод.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 71. Воздушный компрессор к двигателю 45/42 МАН.

Кроме соединительного механизма с топливным насосом, маховичок имеет другой соединительный механизм с форсункой. Этот механизм предназначен для регулирования хода форсуночной иглы в зависимости от наполнения с целью уменьшения расхода распыливающего воздуха при малых наполнениях и для обеспечения тем самым правильного зажигания нефти, даже при малом числе оборотов двигателя. Указанный механизм состоит из зубчатой передачи с кулачной шайбой *15*, рычага *16* с роликом, соединительной тяги *17*, рычага *18*, вала *19*, пружины *20*, тяги *21* и системы рычагов *22*. Очертание кулачковой муфты выполнено так, что при установке маховичка на холостой ход двигателя подъем иглы составляет около 0,5 *мм*.

Для регулировки хода иглы при пуске двигателя в ход пусковой вал *E* соединяется в валом *19* при помощи рычага *23*, шарнира *24* и передачи *25*. При вращении пускового вала игла через указанную передачу устанавливается на наименьший ход в 0,5 *мм*; по мере же того как пусковой вал принимает пусковое положение, происходит освобождение шарнира и ход иглы регулируется под действием маховичка. В целях плавного изменения хода иглы вал *19* с пружиной *20* соединен своим нижним концом с масляным тормозом.

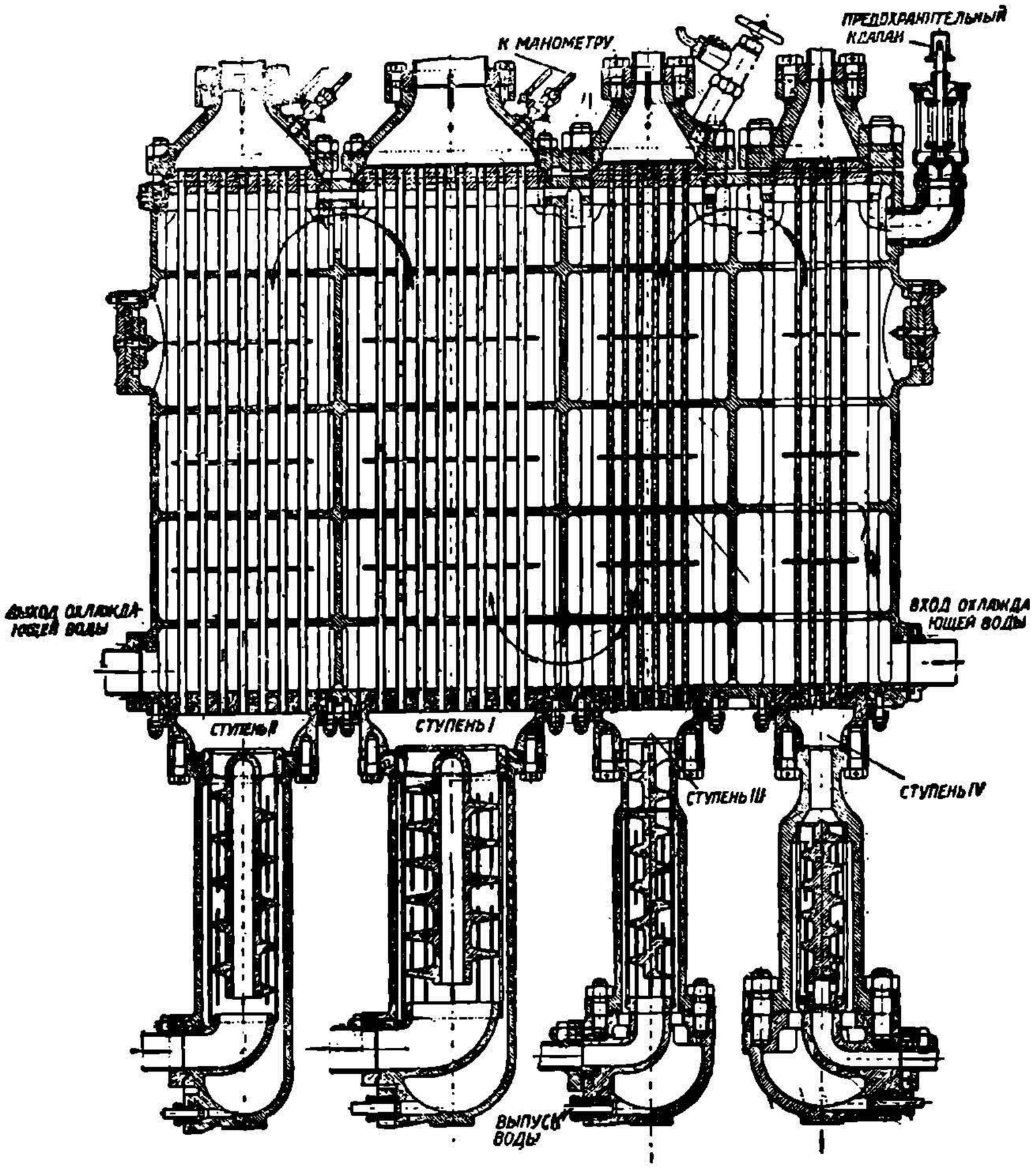
Воздушный компрессор применен четырехступенчатый с целью облегчить получение высоких давлений, которые образуются постепенно следующим образом:

НВ УДУНТ (ДІІТ)

в первой ступени .	от 3 до 6 *am*
во второй ступени	» 12 » 20 »
в третьей ступени .	» 45 » 60 »
в четвертой ступени	» 80 » 90 »

На фиг. 71 приведено устройство компрессора, который представляет собой два трехступенчатых цилиндра, в которых работают тройные поршни. Нижние полости цилиндров являются полостями I и II ступени и верхние—полостями III и IV ступени. Воздух, переходя из одной ступени в другую, проходит через холодильник *XX* и подвергается охлаждению водой.

Разрез холодильников представлен на фиг. 72. Воздух при этом проходит сверху

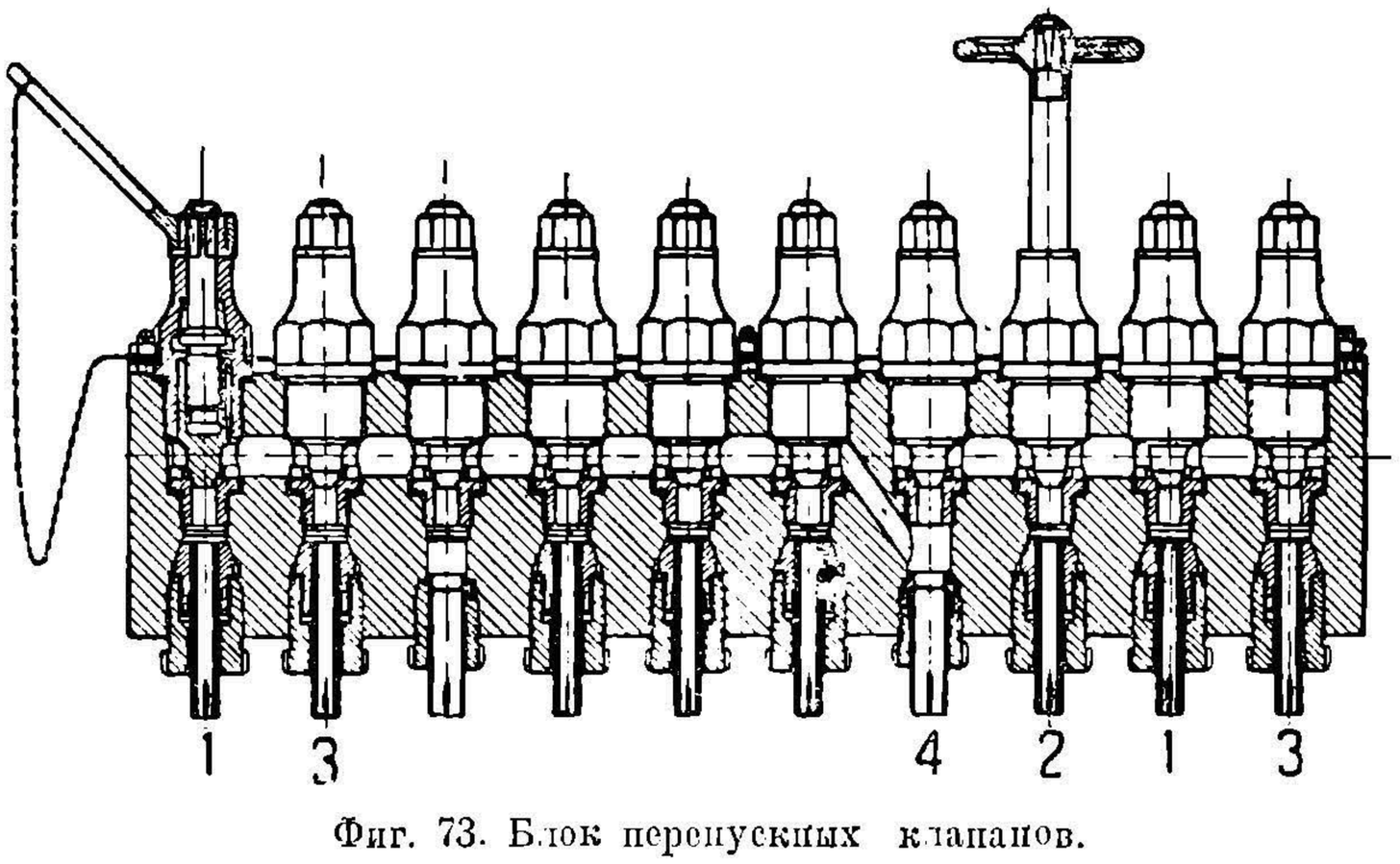


Фиг. 72. Разрез по холодильнику компрессора.

вниз и, выйдя из холодильника, делает винтовые движения по водо-и маслоотделителю, продолжая затем свой путь дальше, свободный от воды и масла. Клапаны компрессора — стальные, пластинчатого типа. Во избежание непормальных давлений в компрессоре его отдельные ступени снабжены предохранительными клапанами, поставленными на соединительных трубах между компрессором и воздушным холодильником.

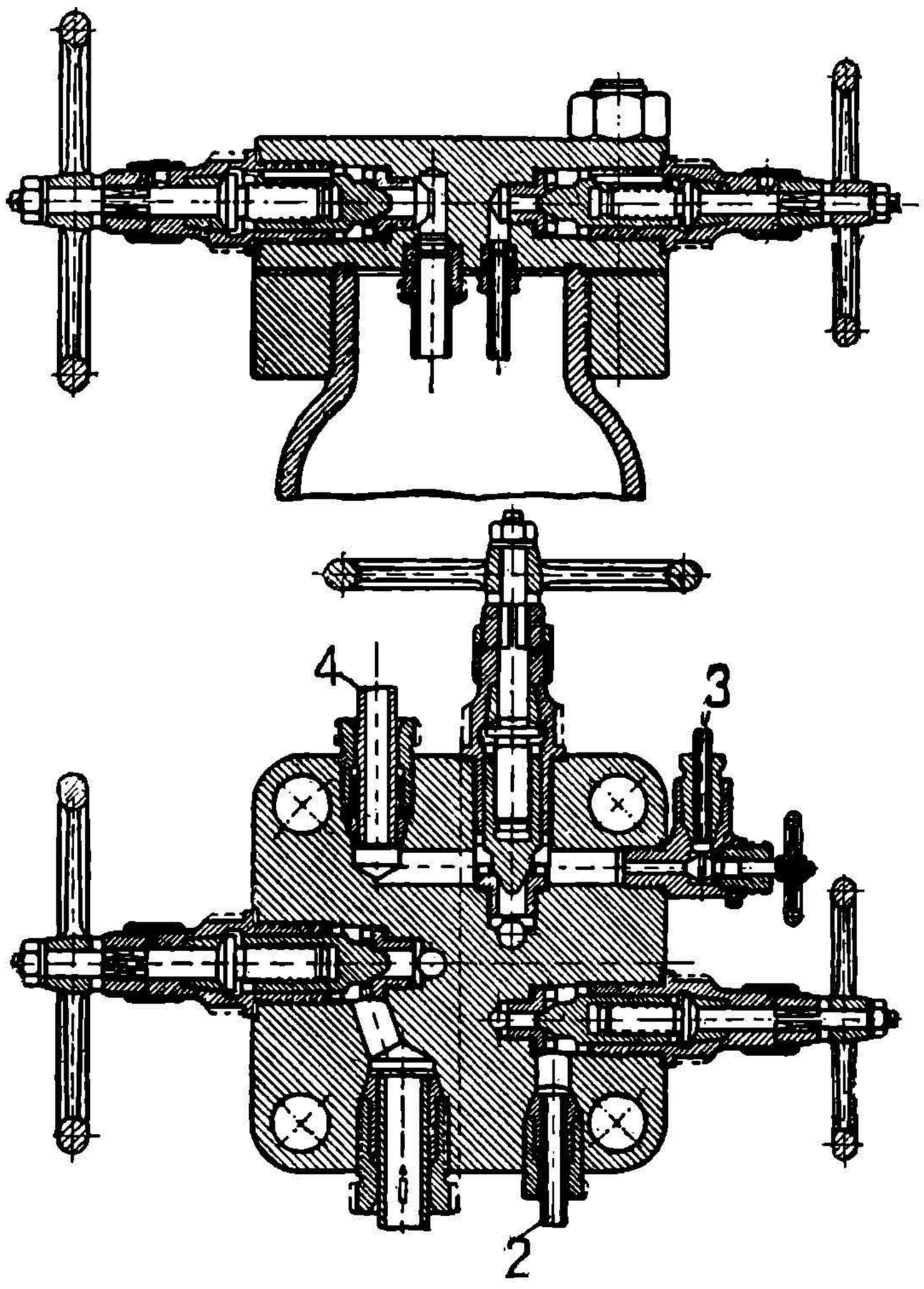
Материалами при изготовлении компрессора служат для цилиндров, их крышек и поршней специальный чугун, такой же, как и для втулок цилиндров; для стержней шатунов—та же сталь, что и для стержней шатунов двигателя; для головок шатунов — то же стальное литье, что и для головок шатунов двигателя; для заливки головок шатунов—вышеприведенного состава баббит.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 73. Блок перепускных клапанов.

1—пусковой баллон, *2*—форсуночный резервуар, *3*—запасный резервуар, *4*—отвод воды.



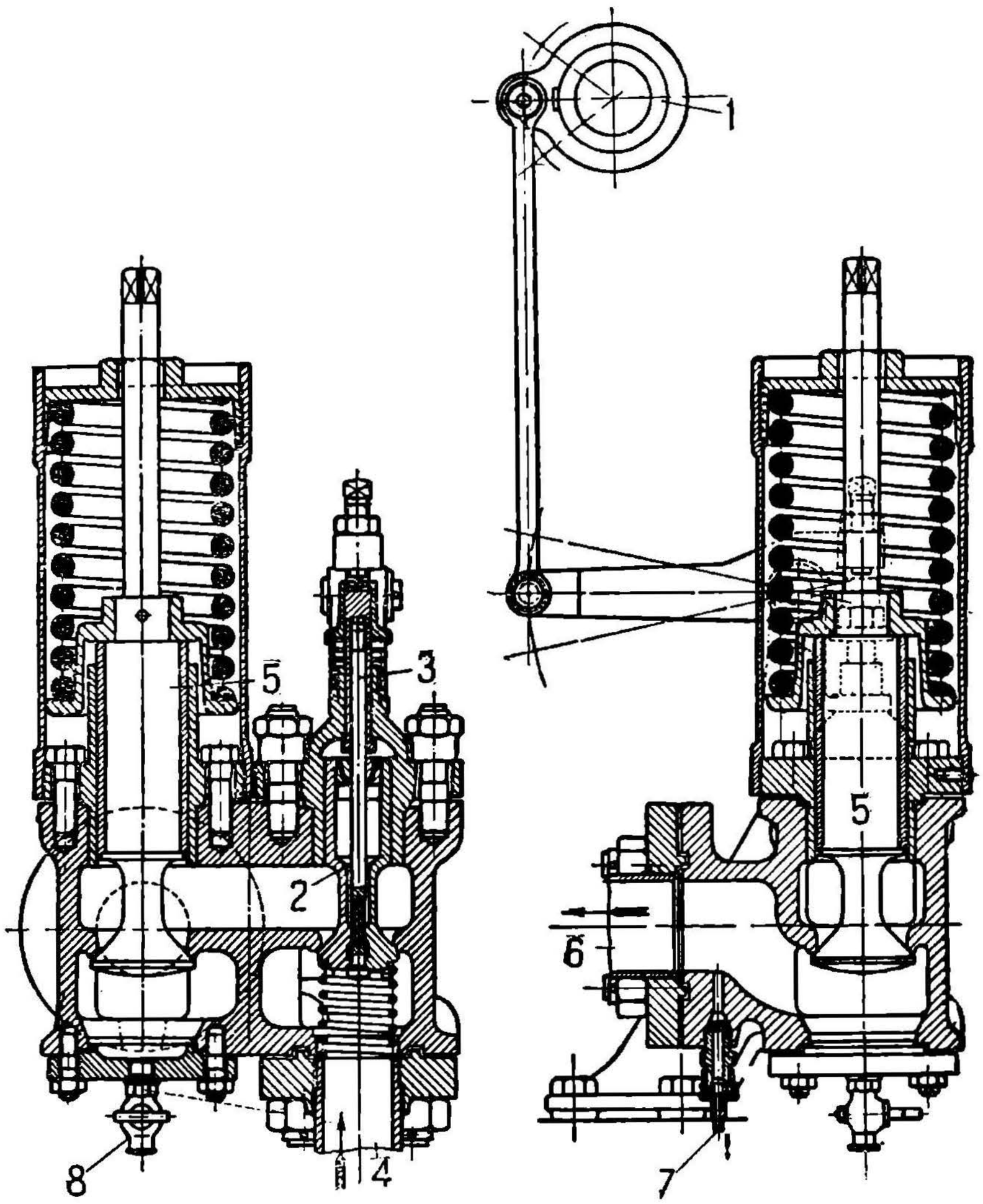
Фиг. 74. Головка пускового и форсуночного резервуаров.

1—от компрессора, *2*—от перепускной коробки, *3*—к манометру, *4*—к форсуночному резервуару.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Управление подачей воздуха производится следующим образом. Воздух от компрессора направляется через блок перепускных клапанов (фиг. 73) к пусковому и форсуночному резервуарам или баллонам, снабженным распределительными головками для регулирования наполнения баллонов воздухом при помощи соответственных вентилей (фиг. 74).

Воздух из пускового резервуара, где давление держится около 70—80 *am*, направляется к пусковым клапанам цилиндров дизеля через главный и



Фиг. 75. Главный и редукционный пусковые клапана.

1—пусковой рычаг; *2*—корпус редукционного клапана; *3*—редукционный клапан; *4*—воздушный трубопровод; *5*—пусковой клапан; *6*—трубопровод к двигателю; *7—8*—спускной краник.

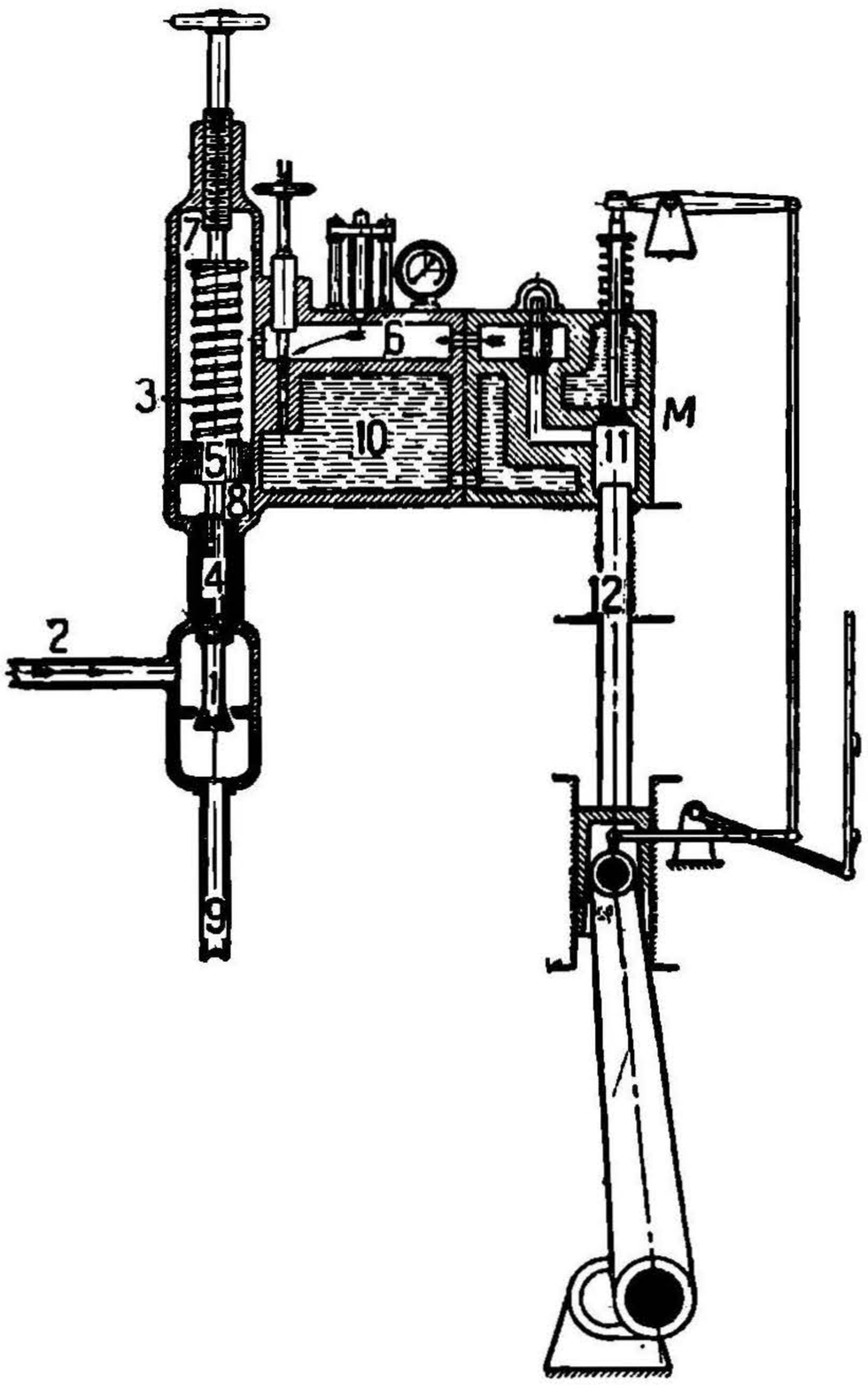
редукционный пусковые клапаны (фиг. 75). После редукционного клапана давление воздуха понижается до 12—16 *am*. Управление главным пусковым клапаном производится от вала реверса при перестановке пускового рычага в пусковое положение.

Воздух из форсуночного резервуара, где давление держится в пределах 70—80 *am*, направляется к форсункам цилиндров через регулятор форсуночного давления (фиг. 76), которое держится в зависимости от величины наполнения ε, в следующем соответствии:

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

наполнение ε	0	1	2	3	4	5	6
форсуночное давление p_f *am*.	40	44	49	55	64	70	80

Давление это устанавливается автоматически при том или другом положении топливного маховичка, который управляет масляными насосами, находящимися в блоке топливных насосов (стр. 68). Как видно из фиг. 76, регулирующий клапан *1* находится с одной стороны под действием давления воздуха, поступающего к нему по трубопроводу *2* из форсуночного резервуара, и с другой—под действием пружины *3*, которая через поршни *4* и *5* противодействует его открытию под действием сжатого воздуха. Разность давлений воздуха и пружины создает начальное форсуночное давление в пределах 38—40 *am*.



Фиг. 76. Регулятор форсуночного давления.

1—регулирующий клапан; *2*—воздухопровод от форсуночного резервуара; *3*—пружина; *4–5* поршни; *6* полость; *7*—регулирующий винт; *8*—атмосферный приток: *9*—воздухопровод к форсунке; *10*—масляный резервуар; *11*—полость; *12*—тормоз масляного насоса.

Под действием же насоса *M*, работающего так же, как и топливный, через полость *6* в полость *7* входит под давлением масло, которое и разгружает клапан *1* от притяжения его пружиной *3*, так как полость *8* сообщена с атмосферой. Когда давление масла уравновешивает притяжение пружины *3*, то по трубопроводу *9* к форсункам идет воздух с давлением, равным давлению форсуночного резервуара. Масло засасывается из полости *10* при помощи всасывающего клапана *11* и плунжером *12* нагнетается в полость 6.

Смазка частей двигателя производится маслом, которое циркулирует под действием масляного насоса шестереночного типа, *S* (фиг. 56), приводимого в движение от вертикального передаточного вала при помощи лобового колеса. Насос подает масло из нижнего сборного резервуара к фильтру, откуда масло идет в холодильник и затем через редуктор, под давлением в 1—2 *am*, направляется для смазки подшипников двигателя. Смазка коренного вала, шатунов и поршней стекает в картер и оттуда поступает самотеком в сборный резервуар.

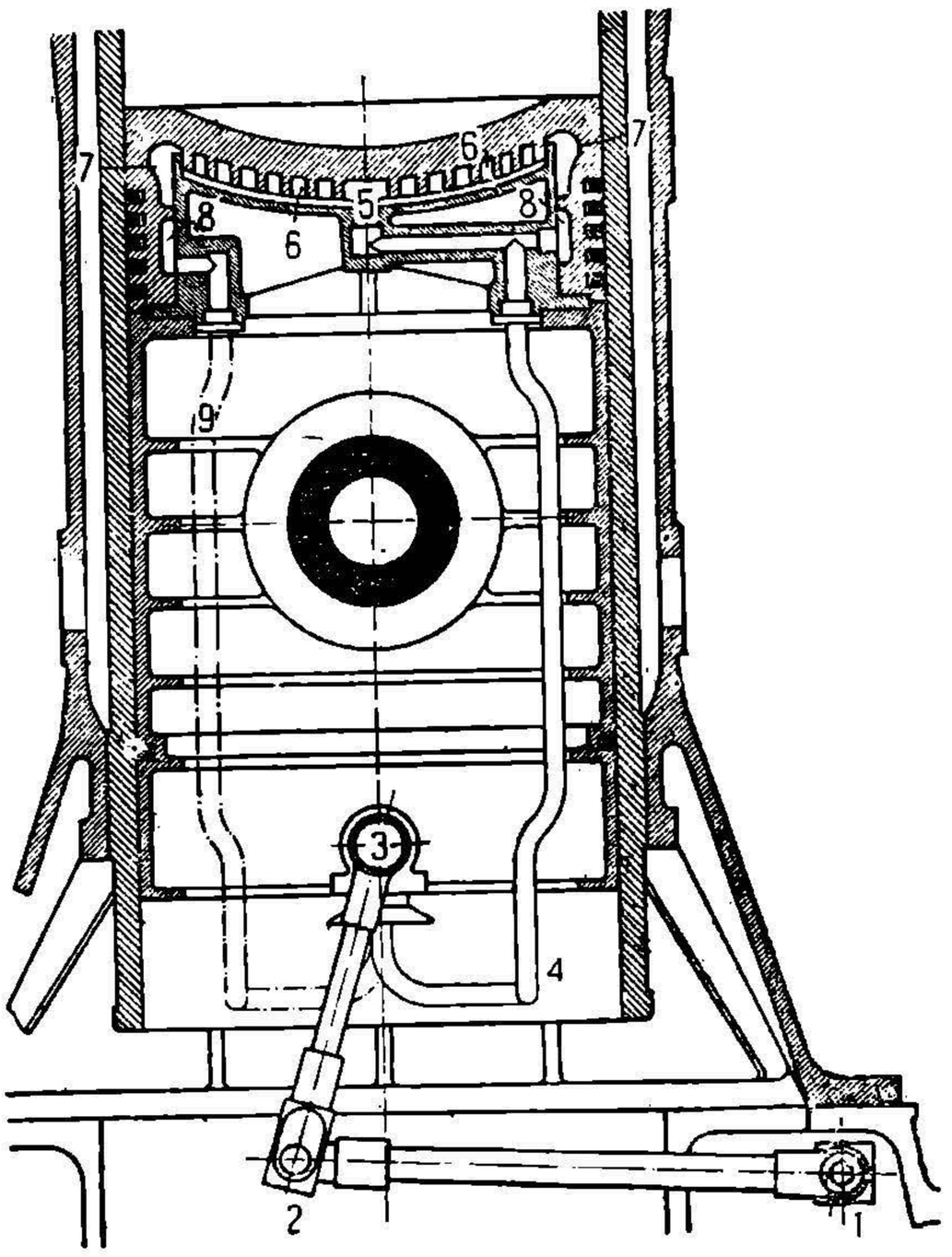
Материалом для изготовления корпуса масляного насоса является тот же специальный чугун, что и для корпуса водяного насоса. Зубчатые колеса насоса изготовлены из сименс-мартеновской стали с сопротивлением на разрыв 50—72 *кг мм* и соответственным удлинением не меньше 18%.

Охлаждение двигателя. Рубашки цилиндров дизеля, крышки цилиндров, выхлопные клапаны, цилиндры компрессора и сжатый воздух охлаждаются водой, циркулирующей под действием водяного поршневого насоса (фиг. 53), который подает воду из нижнего бака в нагнетательный трубопровод. Водяной насос приводится в движение от главного вала двигателя через поперечный вал при помощи винтовых колес.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Материалом для корпуса водяного насоса является чугун тех же качеств, что и приведенный выше. Цилиндровые втулки и поршни изготовлены из фосфористой бронзы с составом: Cu—84,5%, Sn—14%, Zn—1%, Cu Ph—0,5%. Винтовые колеса на главном валу приготовлены из сименс-мартеновской стали с сопротивлением на разрыв 60—72 *кг/мм* и с соответственным удлинением не меньше 12%. Винтовые колеса на поперечном валу—из кремнистой бронзы того же состава, что и для распределительного вала.

Охлаждение поршней дизеля производится маслом, которое циркулирует под действием масляного насоса через систему трубок, связанных пустотелыми шарнирами *1*, *2*, и *3* (фиг. 77). Масло входит в головку поршня по трубе *4* и протекает затем в канал *5*, оттуда по спиральным каналам *6* и затем по каналам *7* и *8* и по трубе *9* направляется к холодильнику через подобную же вторую систему труб с шарнирами.



Фиг. 77. Система охлаждения поршней двигателя.
1, 2, 3—шарнирные соединения труб; *4*—маслоподводящая трубка; *5, 6,* и *8*—каналы: *9* — маслоотводящая трубка.

Как вода, так и масло подвергаются по выходе их из двигателя охлаждению при помощи потока воздуха в то время, когда вода и масло проходят через холодильник, состоящий из отдельных секций.

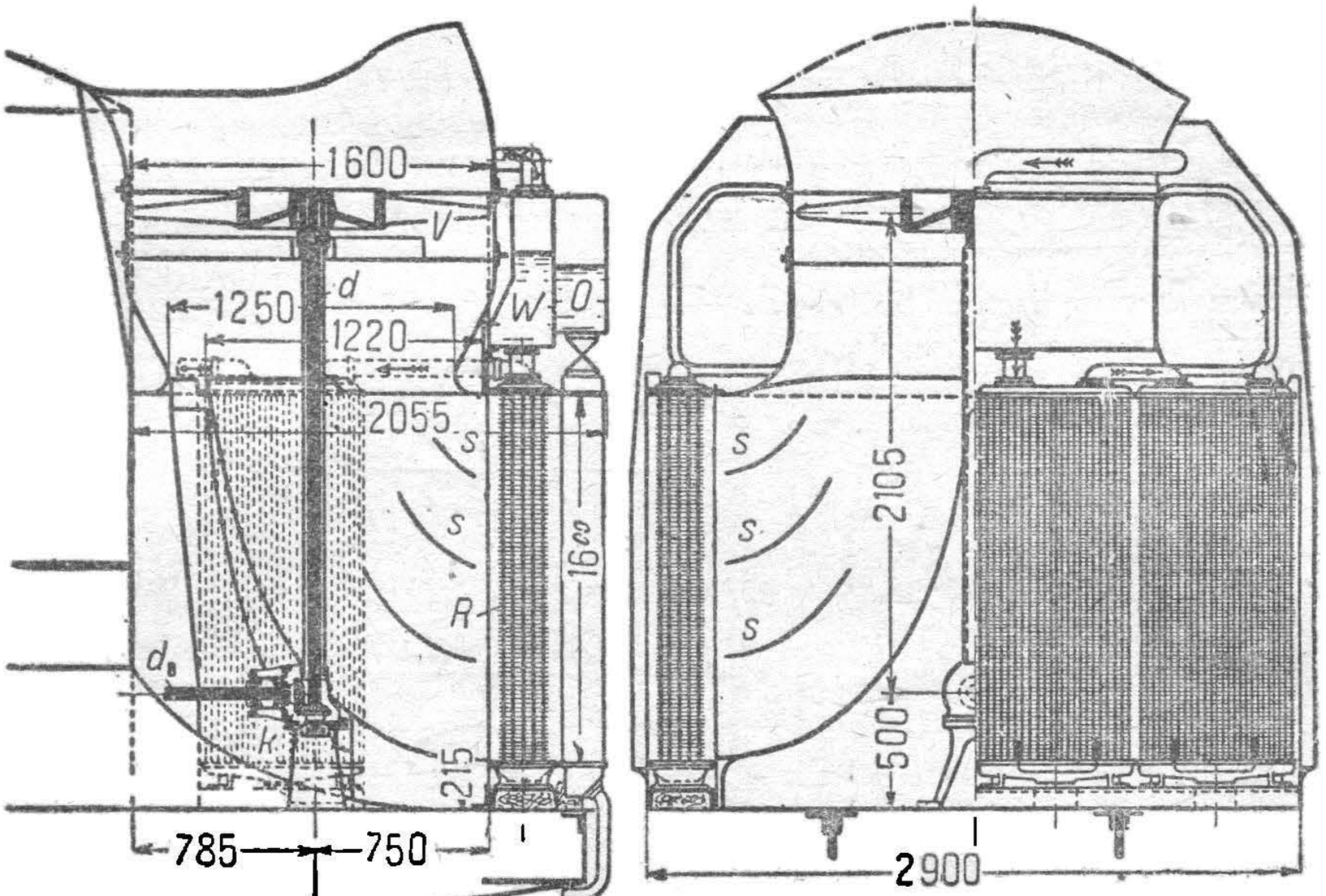
На фиг. 78 показано расположение отдельных секций холодильника. Передние секции *a* предназначаются для охлаждения масла, а задние и боковые *b*—для охлаждения воды. Самые секции холодильников состоят из верхних и нижних коробок, соединенных путем латунных труб с припаянными к ним ребрами из волнистой медной ленты (фиг. 17). На 1 *м* длины трубок приходится 137 ребер.

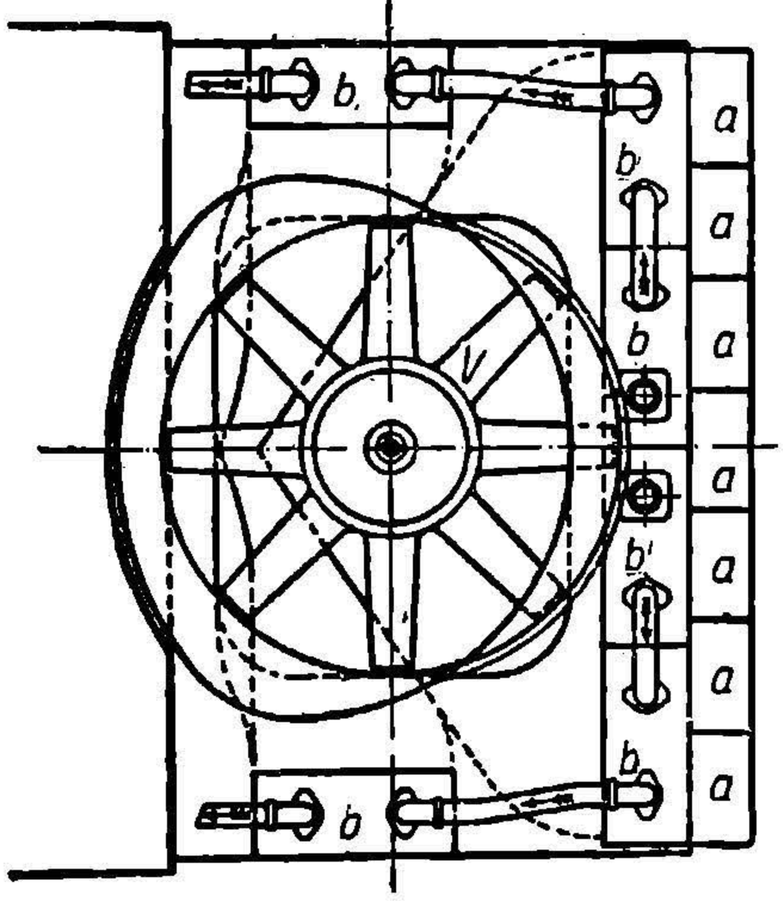
Воздух, прогоняемый через шахту холодильника при помощи вентиляторного колеса Бетца, омывает наружную поверхность трубок.

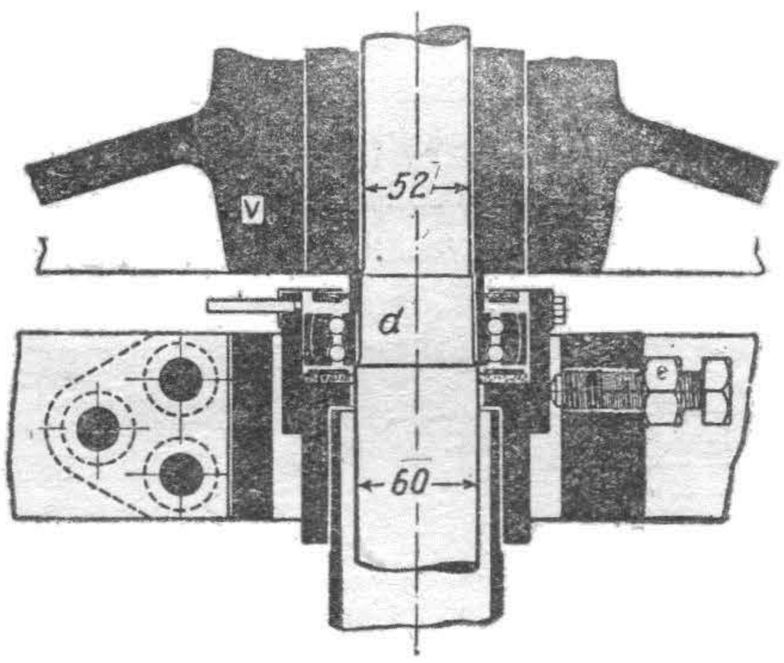
Вначале для приведения в движение колеса Бетца на тепловозе был поставлен дополнительный двигатель Дизеля, мощностью 60 *л. с.*, но ввиду обнаруженных неудобств, которые этот двигатель создавал во время работы тепловоза между вентиляторным колесом и валом двигателя, была включена двухступенчатая коробка скоростей, которая дала возможность и при низких оборотах двигателя, но при большом наполнении, давать максимальное число оборотов вентиляторного колеса для увеличения эффекта холодильника. Между валом вентилятора и валом коробки скоростей установлена зубчатая коническая передача (фиг. 78а).

И с п ы т а н и е д в и г а т е л я. Двигатель перед установкой на раму тепловоза подвергся испытанию на заводе МАН. Данные заводского испытания были сверены с результатами испытания двигателя на раме тепловоза на временной испытательной катковой станции в Дюссельдорфе и с результатами испытания тепловоза в пути как на германских, так и на советских ж. д. Для суждения о среднем индикаторном давлении двигателя при различных режимах работы двигателя на фиг. 79 приведены индикаторные диаграммы, снятые при различной подаче топлива σ, и на фиг. 80—построенная на основании индикаторных диаграмм

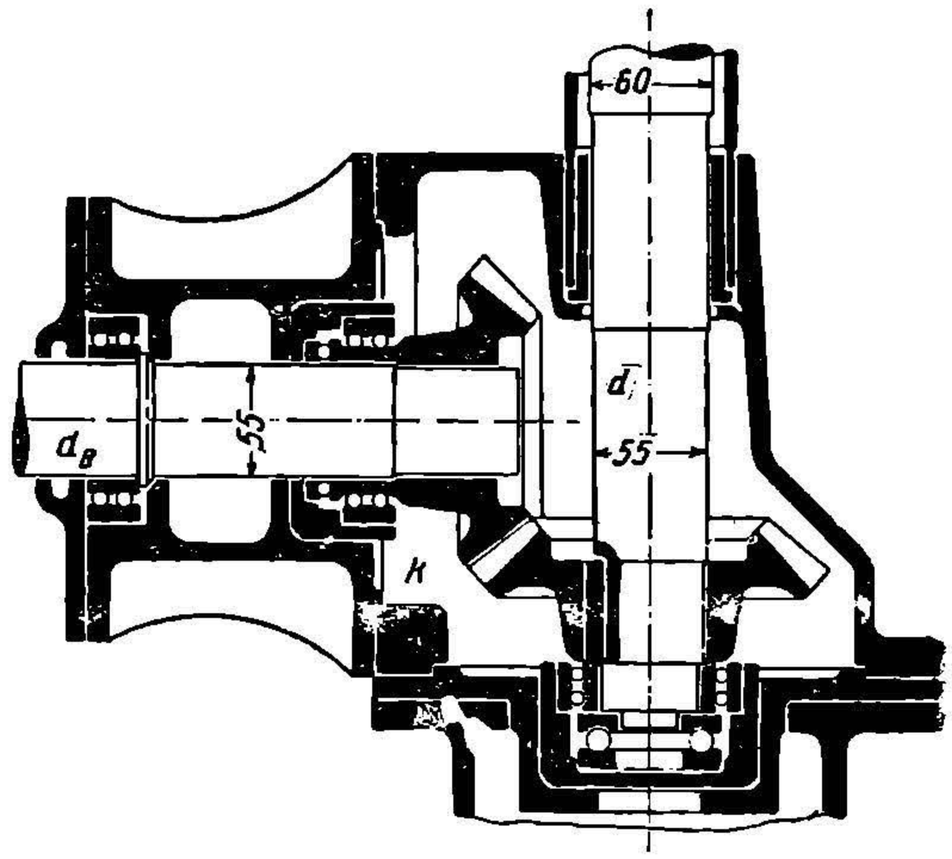
НБ УДУНТ (ДІІТ)







Фиг. 78. Расположение секций холодильника тепловоза ЭмхЗ: *a*—для охлаждения масла; *b*—для охлаждения воды; *R*—элементы холодильника; *s*—направляющие; *d*—вентиляторный вал; *V*—колесо Бетца; *W*—вода; *O*—масло.



Фиг. 78а. Передача к вентиляторному валу.

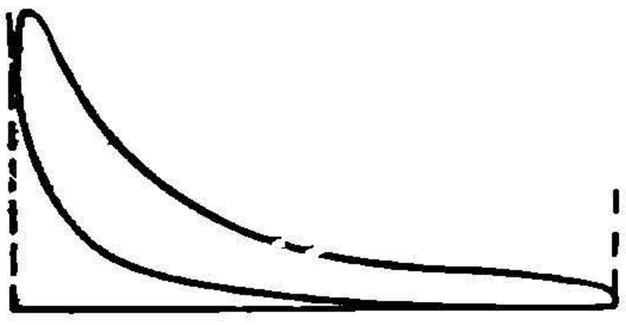
НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

зависимость p_i от σ. Зависимость p_i от числа оборотов двигателя n отсутствует, так как от последнего p_i в данном случае не зависит.

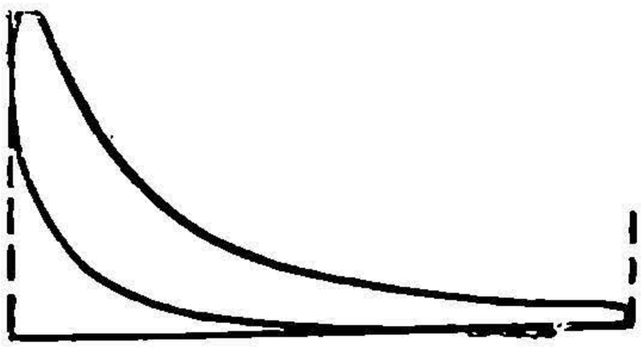
На фиг. 81 приведена зависимость часового расхода топлива двигателя C_d от величины подачи топлива σ и от числа оборотов двигателя n. Эта диаграмма показывает, что расход двигателем топлива растет пропорционально как σ, так и n. Данные о расходе топлива ограничены числом оборотов двигателя $n=400$, потому что, как выяснилось испытанием двигателя на тепловозе, в пределах чисел оборотов в минуту, между 400 и 450, наступает критическое число оборотов третьего порядка, исключающее возможность работы двигателя на этом диапазоне числа оборотов. Поэтому вся дальнейшая характеристика как двигателя, так и тепловоза приведена только в пределах 400 об/мин. двигателя.

На основании зависимости $p_i = f(\sigma)$ и формулы мощности двигателя (3) построена зависимость его индикаторной мощности $N_i = f(\sigma, n)$, которая и приведена на фиг. 82. Зависимость эффективной мощности двигателя N_e от тех

$\sigma = 1{,}5;\ p_i = 4{,}56$

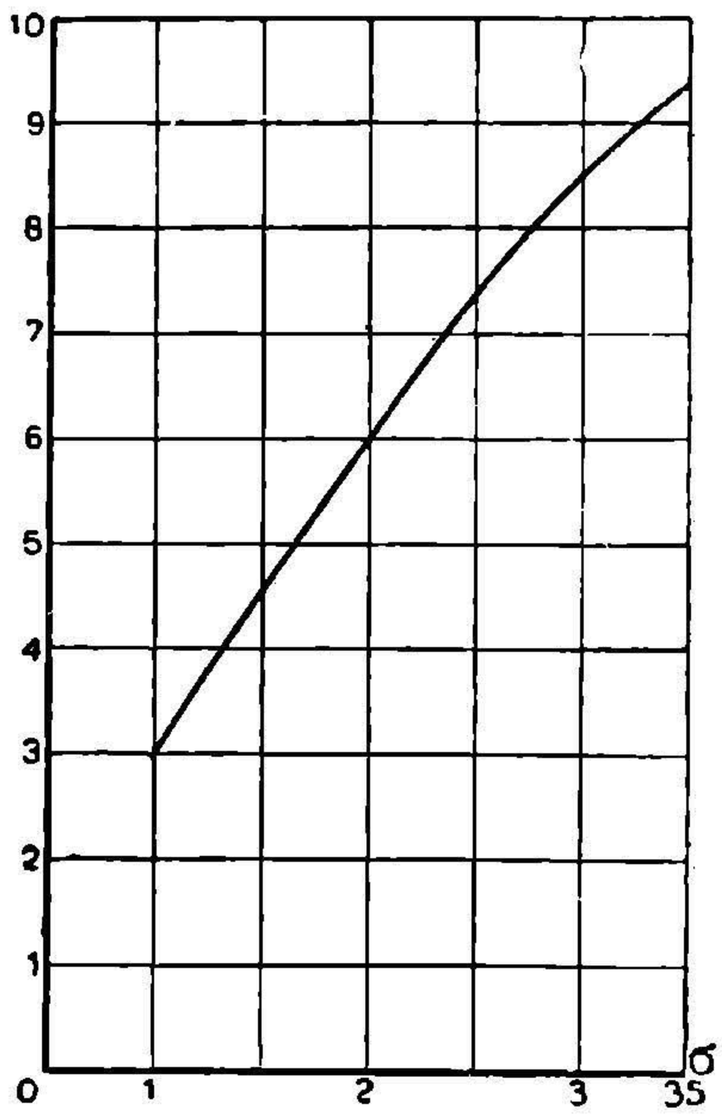


$\sigma = 2{,}5;\ p_i = 7{,}40$



$\sigma = 2{,}8;\ p_i = 8{,}15$

Фиг. 79. Индикаторные диаграммы двигателя МАН 45/42.



Фиг. 80. $p_i = f(\sigma)$.

же независимых переменных получена непосредственным измерением во время опытов и приведена на фиг. 83. Закон изменения мощности дизеля в данном случае совершенно точно совпадает с законом изменения p_i по фиг. 80. На основании зависимостей, полученных для N_i и N_e, на фиг. 84 построена зависимость $\eta_m = f(\sigma, n)$ как результат равенства

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

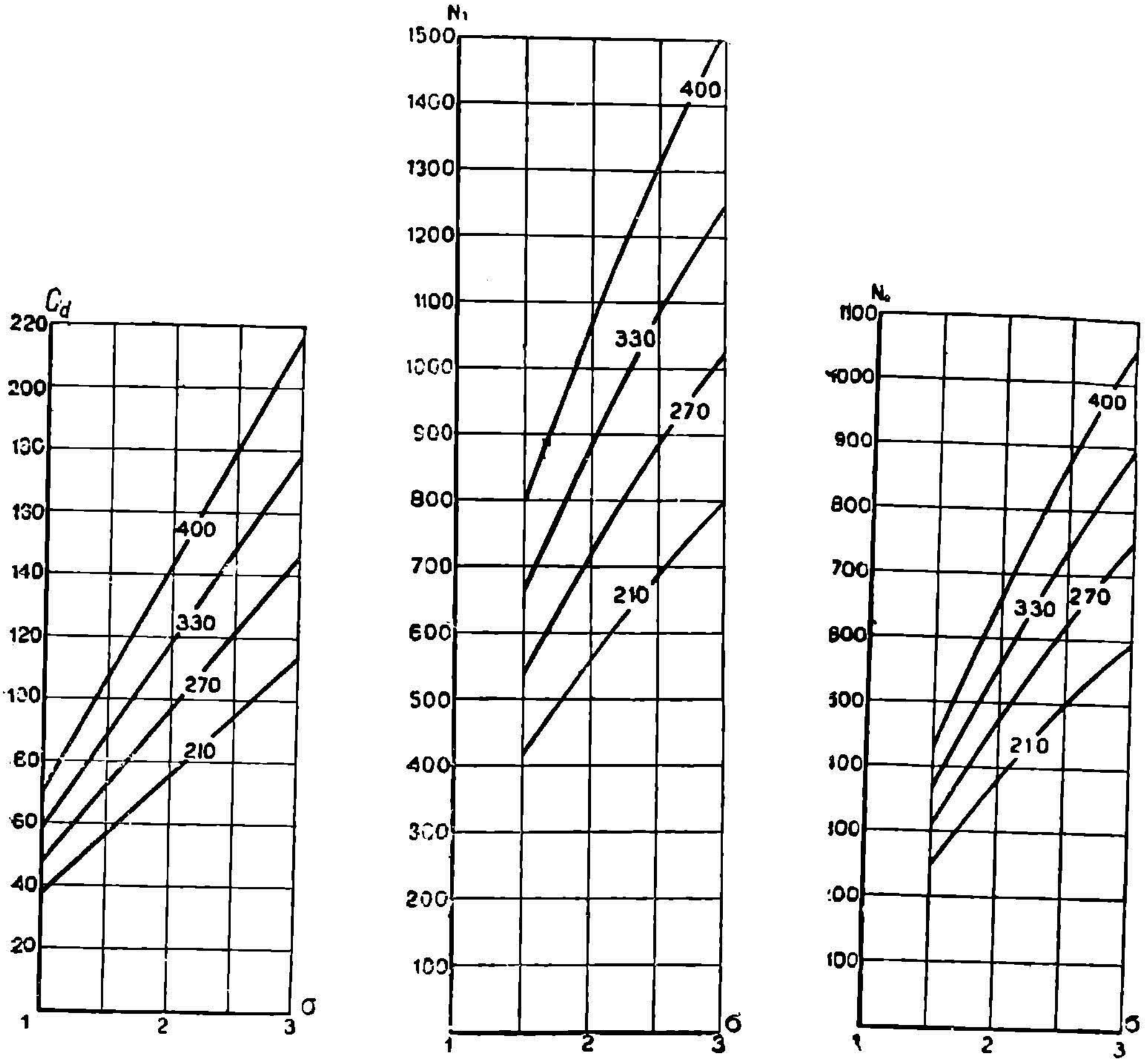
На фиг. 85 зависимость $N_e = f(\sigma, n)$ перестроена в виде $\varphi(n, \sigma)$ и на ней же нанесена мощность N_b, поглощаемая вентилятором для охлаждения двигателя при работе вентиляторного колеса на I и II ступенях передачи от вала дизеля.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Зависимости на фиг. 81 и 83 для C_d и N_e дают возможность построить зависимость экономического к. п. д. двигателя η_e от σ и n, которая и приведена на фиг. 86.

Сопоставление же этой зависимости с зависимостью $N_e = f(\sigma, n)$ на фиг. 83 дает возможность получить диаграмму наивыгоднейшего регулирования двигателя в зависимости от мощности N_e, числа оборотов n и величины подачи топлива σ. Эта диаграмма приведена на фиг. 87 и указывает, что наиболее выгодно регулировать двигатель при $\sigma = 2{,}5 \div 3$.

Для установления пределов работы двигателя в зависимости от мощности холодильника и наружной температуры воздуха, иначе говоря, определения ограничения по холодильнику, на фиг. 88 построена зависимость величины подачи



Фиг. 81. $C_d = f(\sigma, n)$

Фиг. 82. $N_i = f(\sigma, n)$

Фиг. 83. $N_e = f(\sigma, n)$

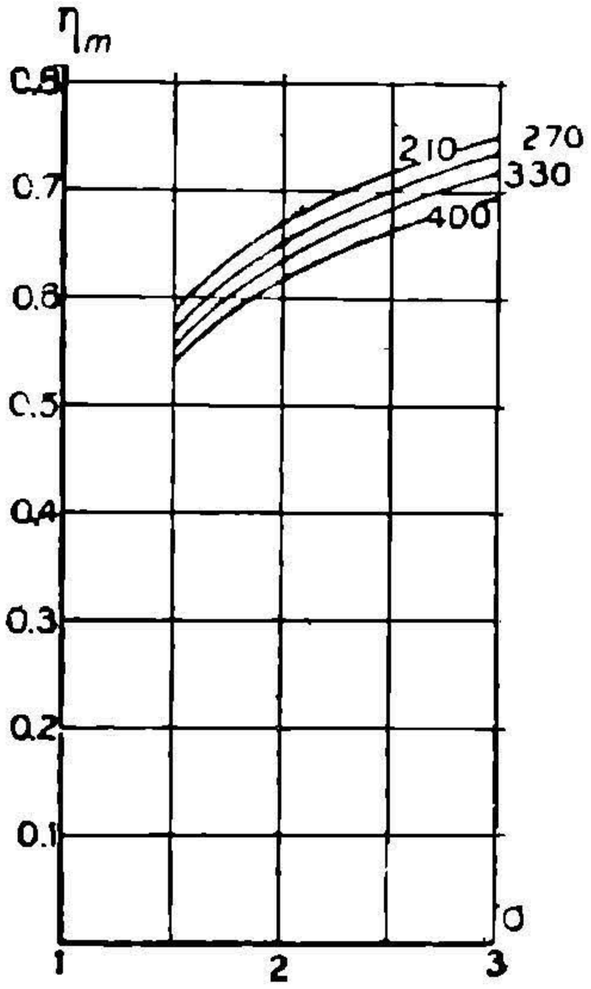
топлива σ от температуры наружного воздуха t_0 при условии допущения максимальной температуры воды в охлаждаемых полостях двигателя $+85°$ С и такой же температуры масла $+70°$ С. Ограничение по масляному холодильнику нанесено пунктирными линиями и по водяному—сплошными. Эта диаграмма указывает на необходимость внимательно следить за работой холодильника при высоких наружных температурах, заблаговременно прижая температуру масла и воды, чтобы не превысить их при наиболее трудных условиях работы двигателя.

Коробка скоростей тепловоза, разработанная заводами Группа и Магнетверке, имеет три ступени передачи, которые осуществляются при помощи пяти пар зубчатых колес, находящихся в постоянном между собой

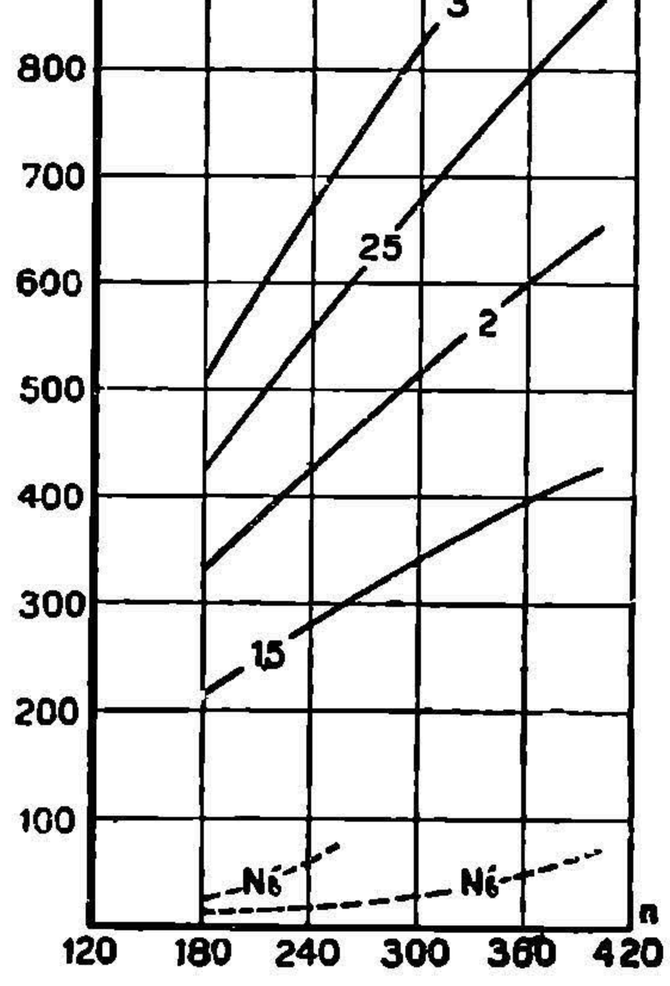
НБ УДУНТ (ДІІТ)

зацеплении. Расположение зубчатых колес приведено на фиг. 89, представляющей собой поперечный разрез коробки скоростей. В дополнение к этому поперечному разрезу на фиг. 90 приведен продольный разрез коробки скоростей, установленной уже на тепловозе.

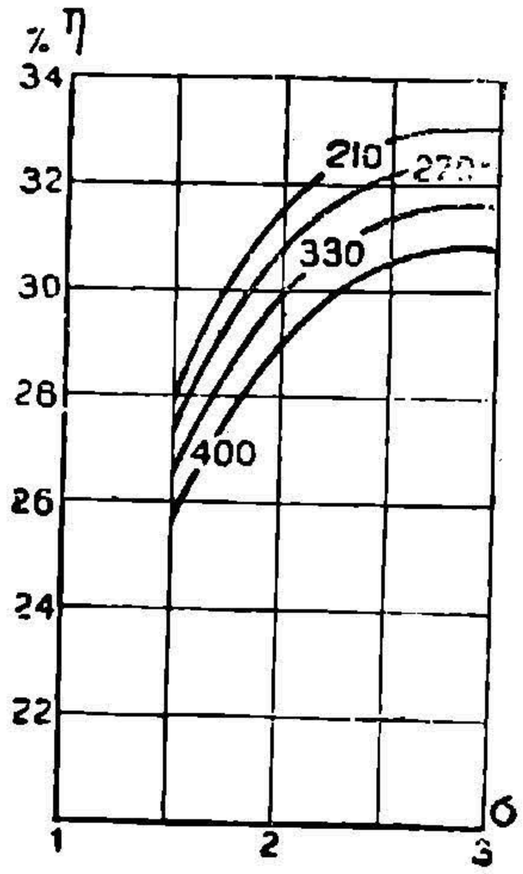
Одна из пяти пар зубчатых колес K_1 K_2 соединяет продольный вал коробки скоростей A с верхним поперечным валом ее $Б$ и является парой конических зубчатых



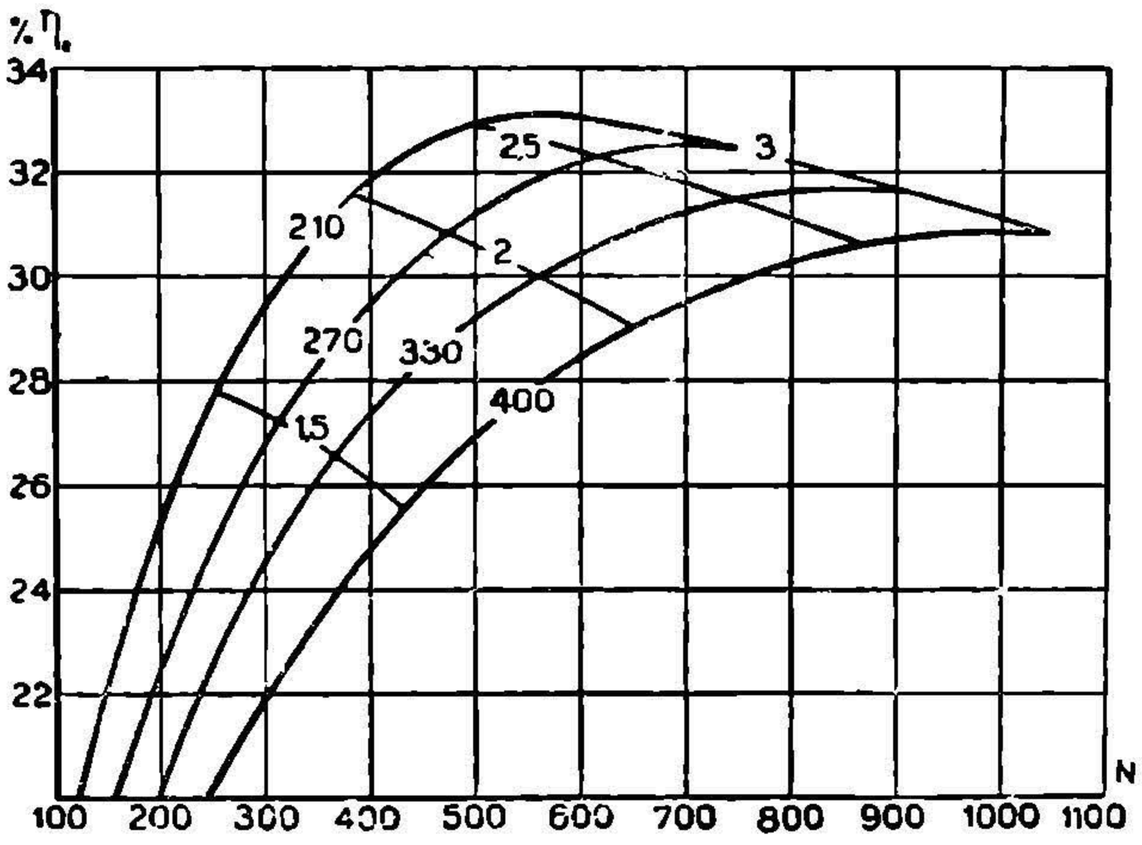
Фиг. 84. $\eta_m = f\ (\sigma,\ n)$



Фиг. 85. $N_e = f\ (n,\ \sigma)$



Фиг. 86. $\eta_e = f\ (\sigma,\ n)$



Фиг. 87. $\eta_e = f\ (N,\ n,\ \sigma)$

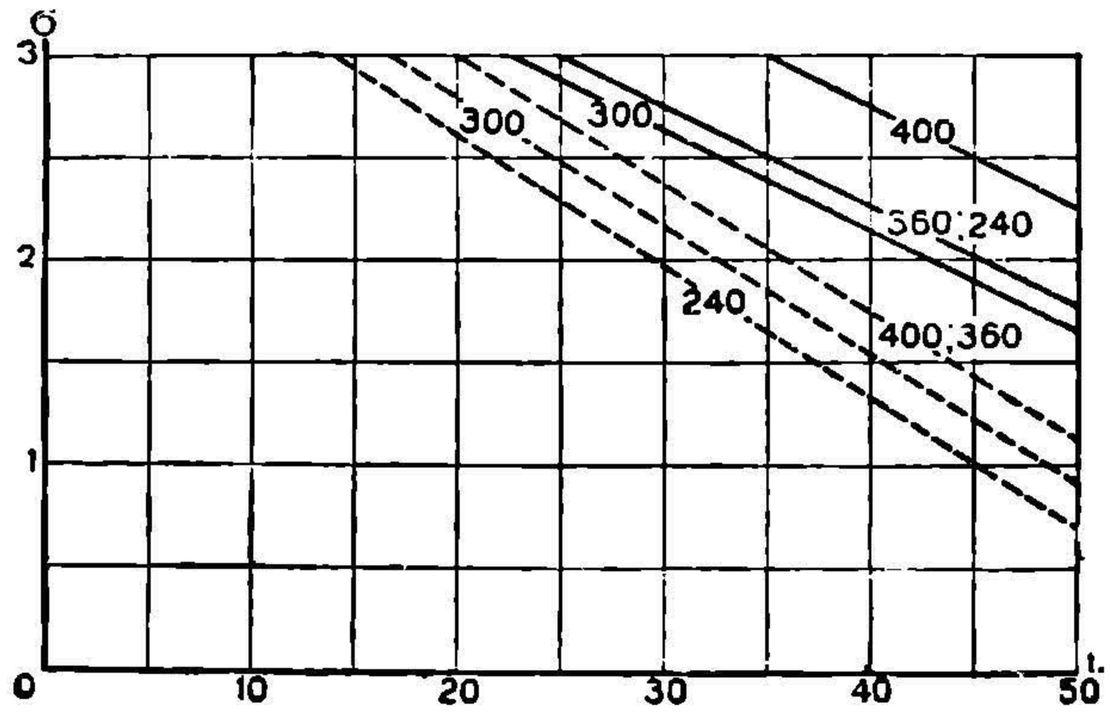
колес с передаточным числом, равным *1*. Обе эти зубчатки наглухо насажены на валы A и $Б$. Так как другой конец продольного вала соединяется через главную муфту с валом дизеля, то конические зубчатки делают при вполне включенной главной муфте то же число оборотов, что и вал двигателя. Другая пара зубчатых колес O_1 O_2 соединяет средний поперечный вал коробки скоростей B с нижним ее валом $Г$, являющимся и отбойным валом тепловоза. Эти зубчатые колеса — цилиндрические, тоже наглухо насажены на валы B и $Г$ и передаточное число между ними равно 2,5; число оборотов отбойного вала уменьшается таким образом по сравнению с валом двигателя в 2,5 раза. Отбойный вал $Г$ через кривошипы $Д$ и цапфы E соединены шатунами с ведущей осью тепловоза, которая делает таким образом то же число оборотов, что и отбойный вал.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Три остальные пары зубчаток связывают валы *Б* и *В*, осуществляя одну из трех ступеней передачи при соответственном управлении ими машинистом тепловоза. Зубчатки $Л_1$ $Л_2$ дают первую, зубчатки $М_1$ $М_2$ — вторую и зубчатки $Н_1$ $Н_2$ — третью ступень передачи.

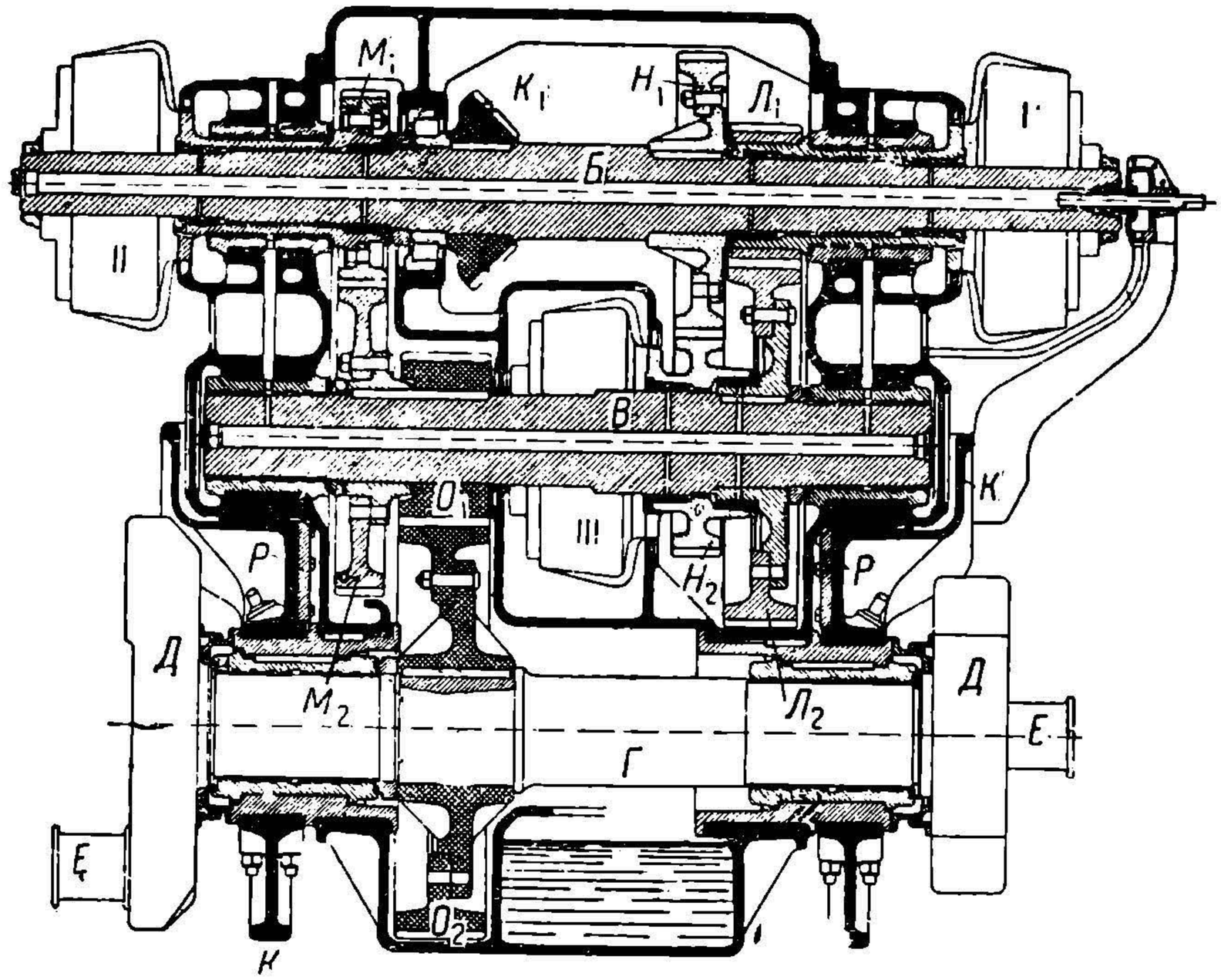
Передаточные числа каждой пары зубчаток равны: для I ступени—2,77, для II—1,59 и для III—0,82. Вместе с передаточным числом зубчаток $О_1О_2$ три приведенные числа определяют следующие подобные передаточные числа между валом дизеля и отбойным валом тепловоза:

для I ступени	6,92
для II	3,97
для III	2,05



Фиг. 88. $\sigma=f(t_0, n)$

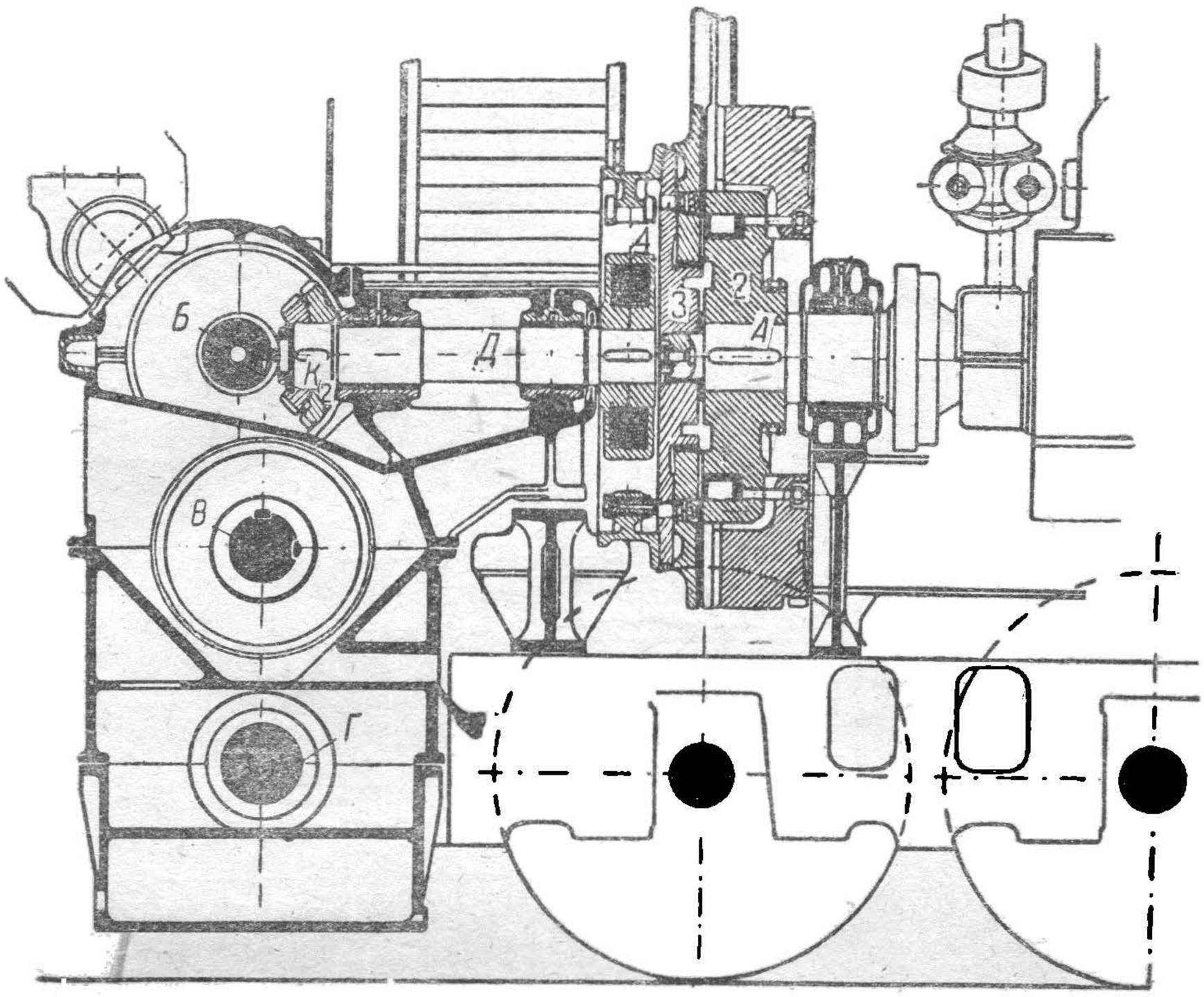
При наличии таких передаточных чисел скорость тепловоза, в зависимости от числа оборотов дизеля, и на отдельных ступенях передачи определяется из диаграммы, приведенной на фиг. 91. При этом максимальные скорости тепловоза на отдельных ступенях, ограниченные зоной критических чисел оборотов дизеля после $n=400$, получились вместо



Фпг. 89. Разрез коробки скоростей тепловоза Эмх3.

А—продольный вал коробки скоростей; *Б*—верхний поперечный вал; *В*—средний поперечный вал; *Г*—нижний или отбойный вал; *Д*—кривошип; *Е*—цапфа; $К_1$, $К_2$—конические шестерни; $Л_1$, $Л_2$—цилиндрические шестерни I ступени; $М_1$, $М_2$—цилиндрические шестерни II ступени; $Н_1$, $Н_2$—цилиндрические шестерни III-й ступени; $О_1$, $О_2$—цилиндрические шестерни передачи к отбойному валу.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



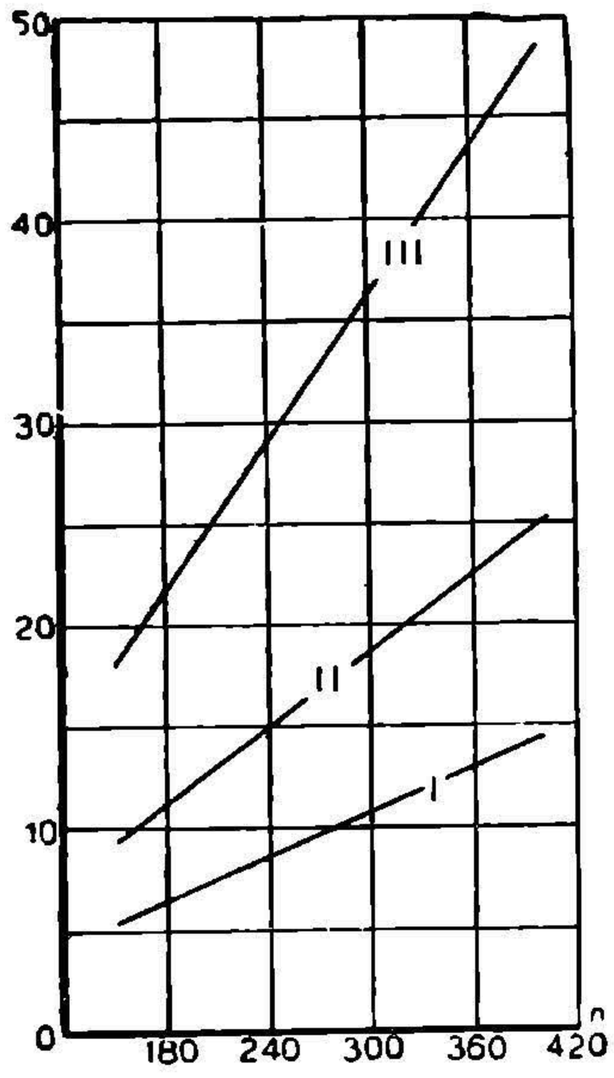
Фиг 90. Продольный разрез коробки скоростей на тепловозе.

А—продольный вал коробки скоростей; *Б, В, Г*—поперечные валы коробки скоростей; *А*—продолжение вала двигателя; *1*—подшипник; *2-3*—муфта трения; *4*—ресорная муфта.

16,2 28,1 и 54,0 *км/час*

только в

14,4 25,0 и 48,0 *км/час.*



Фиг. 91. *V=f (n)*

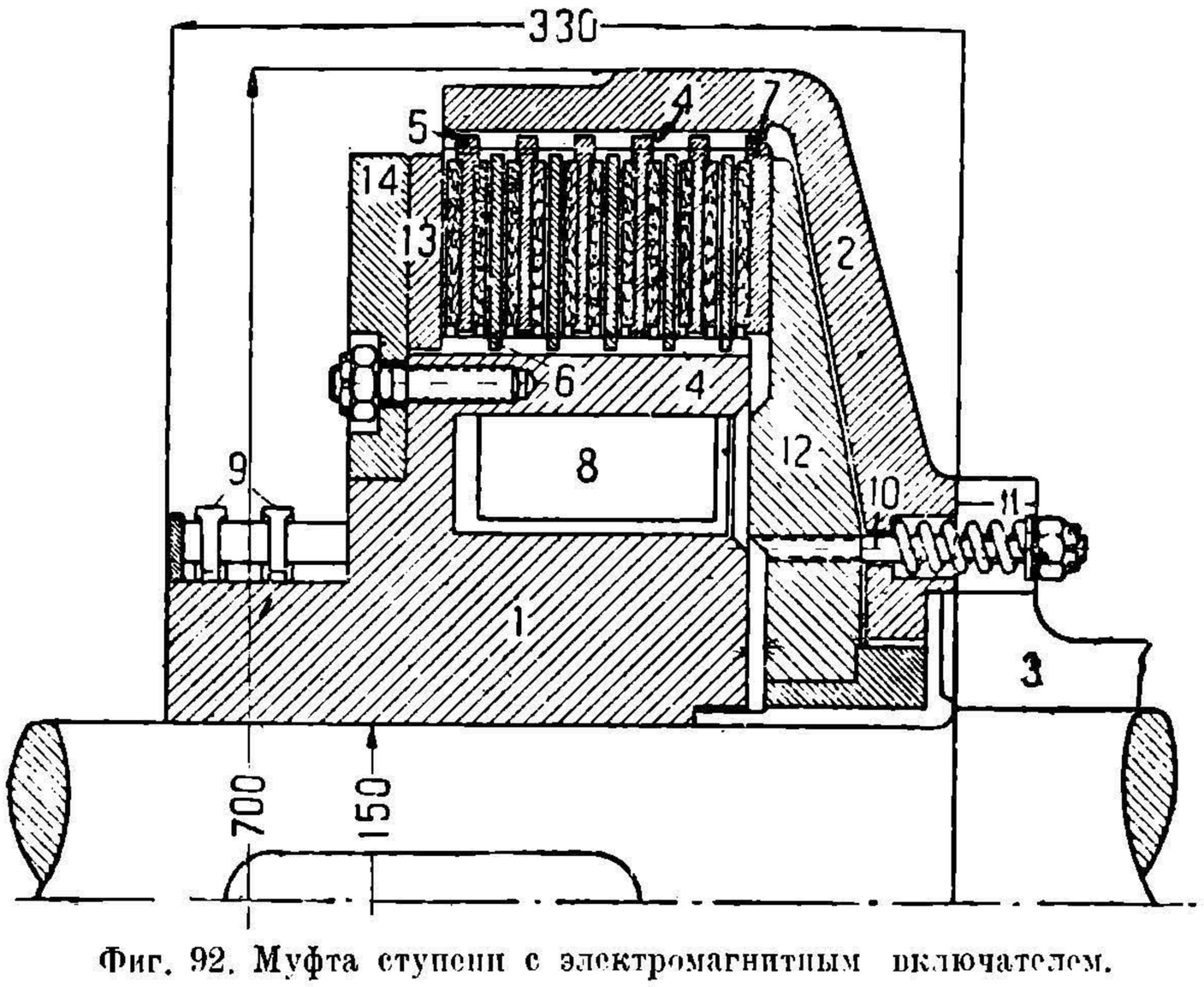
Начальная же скорость V_o при коэфициенте эластичности $\delta = 4$ равна 5,4 *км/час*.

Так как пары зубчаток $Л_1Л_2$, $М_1М_2$ и $Н_1Н_2$ находятся в постоянном между собой зацеплении, то для возможности их отдельной друг от друга работы только зубчатки $Л_2$, $М_2$ и $Н_1$ насажены на валы наглухо, парные же им зубчатки $Л_1$, $М_1$ и $Н_2$ насажены, как это видно из фиг. 89, на валы свободно и их соединение с валами наглухо достигается при помощи муфт *I*, *II* и *III*, которые включаются лишь поочередно, будучи друг от друга заблокированы.

Муфты ступеней являются в данном случае муфтами трения с электромагнитным включением. Устройство их приведено на фиг. 92 и заключается в следующем. Часть муфты *1* с шайбами закреплена на валу *Б* и *В* наглухо, в то время как другая ее часть *2*, в виде колокола, через полый вал *3* соединена с свободной зубчаткой ($Л_1$, $М_1$, $Н_2$). Часть *2* несет укрепленные в ней на шпонках *4* шесть кольцевых стальных дисков *5*, между которыми

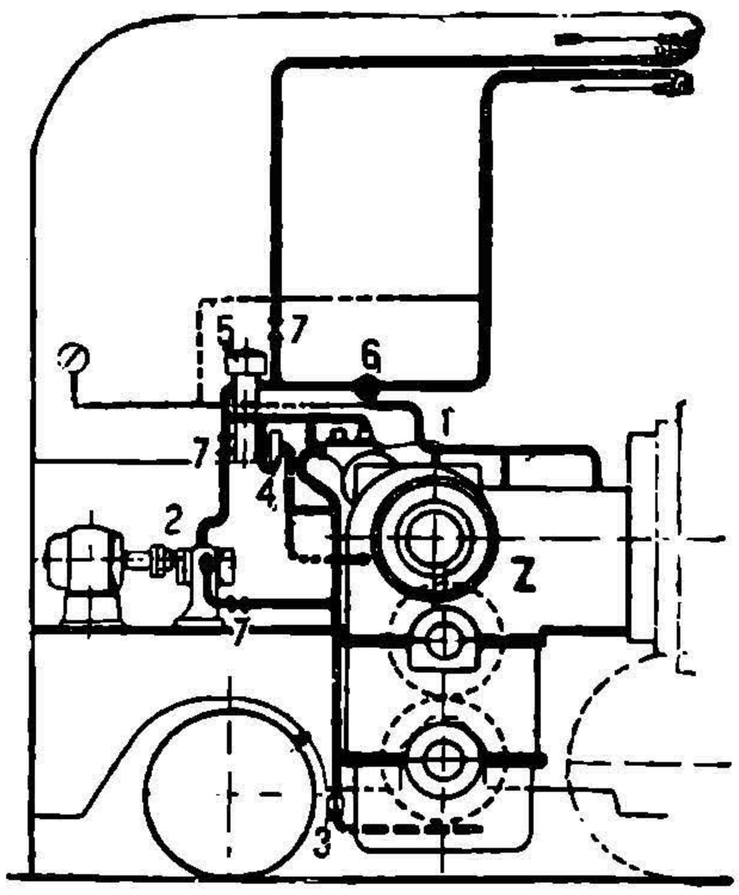
НБ УДУНТ (ДІІТ)

свободно входят пять также стальных кольцевых дисков *3*, укрепленных тоже на шпонках в части муфты *1*. Таким образом стальные диски могут перемещаться по шпонкам вдоль вала. Стальные диски покрыты фрикционными прокладками *7*. Шайба *1* представляет собой магнит, в кольцевом гнезде которого помещается магнитная катушка *8*, получающая при соответственном управлении машинистом ток через контактные кольца со щетками *9*. К колоколу же *2* при помощи четырех болтов *10* с пружинами *11* прикреплена якорная шайба *12*,



Фиг. 92. Муфта ступени с электромагнитным включателем.

1—наглухо закрепленная на валу часть муфты; *2*—часть муфты, свободно сидящая на валу с шестерней; *3*—полый вал; *4*—шпонки; *5*—стальные диски с вырезом по наружной окружности; *6*—стальные диски с вырезом по внутренней окружности; *7*—фрикционные прокладки; *8*—магнитная катушка; *9*—кольцо со щетками; *10*—болты; *11*—пружина; *12*—якорная шайба; *13—14*—шайбы.



Фиг. 93. Смазочная система коробки скоростей тепловоза ЭмхЗ.

1—насос, работающий от передачи; *2*—насос, работающий от мотора; *3*—обратный клапан; *4*—предохранительный клапан; *5*—фильтр; *6*—трехходовой кран; *7*—кран выключения.

которая под действием электромагнита *1* преодолевает сопротивление пружин *11* и притягивается к нему сжимая вместе с тем пакет из стальных дисков с прокладками и прижимая последние к шайбам *13* и *14*.

Развивающаяся при сжатии дисков сила трения создает глухое соединение частей муфты *1* и *2* и закрепляет таким образом свободную зубчатку (*Л*, *М*, *Н*) на валу (*Б*, *В*), делая ее этим самым рабочей.

При необходимости выключить зубчатку из работы, выключается ток, питающий катушку *8*. Вследствие этого притяжение якорной шайбы *12* нарушается, и она, под действием пружин *11* оттягивается к колоколу *2*. Перемещение якорной шайбы возможно до 8 *мм* при жесткости пружин в 16,5 *кг/мм*.

Как видно из фиг. 89, муфты *I* и *II* ступеней находятся снаружи коробки скоростей, в то время как муфты *III* ступени расположены внутри коробки Все зубчатки и валы заключены в герметически закрытом стальном кор-

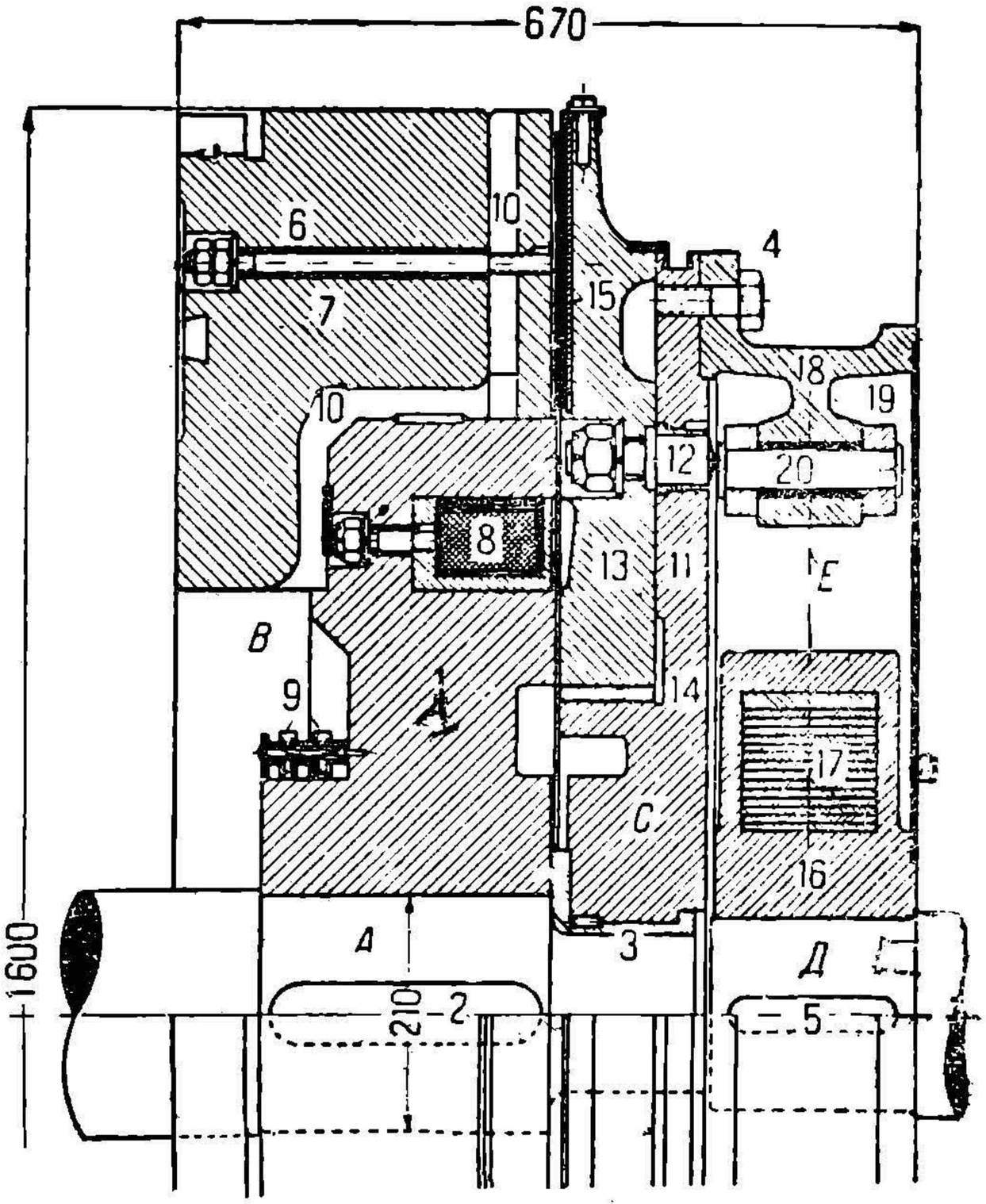
НВ УДУНТ (ДІІТ)

пусе коробки, наполненной маслом и раскрывающейся по трем плоскостям. Все валы, как основные, так и полые, работают в подшипниках, залитых баббитом.

Смазка зубчаток и подшипников валов обеспечена двумя насосами, подающими масло под давлением до 2 *ат* по трубопроводу, приведенному на фиг. 93. Насос *1* производительностью около 400 *л/мин* при 800 об/мин приводится от самой передачи и обслуживает коробку скоростей при движении тепловоза. Насос *2* приводится электромотором и предназначен для смазки коробки скоростей перед приведением тепловоза в движение после длительной его стоянки и, кроме того, для прокачки масла через холодильник на стоянке при высокой температуре наружного воздуха, когда масло не успевает охлаждаться во время работы тепловоза. Смазочный трубопровод снабжен обратным клапаном *3* на всасывающей трубе, предохранительным клапаном *4* на 2 *ат*, фильтром *5*, трехходовым краном *6* и кранами дя выключения *7*.

Развивающиеся при работе тепловоза значительные усилия в частях зубчатой передачи потребовали применения для нее высококачественной стали. Поэтому все зубчатые колеса изготовлены из хромоникелевой стали, валы—из никелевой стали [1]. Все зубчатки меньшего в паре диаметра выдерживают напряжение на разрыв до 80 *кг/мм²* и большего диаметра до 40 *кг/мм²* Поверхность всех зубьев при этом цементирована на глубину до 1,5 *мм*.

Запас прочности в цилиндрических зубчатках при наибольшей развиваемой тепловозом силе тяги на крюке в 24 000 *кг* получается наименьшим для большого зубчатого колеса отбойного вала (O_2) и равным 1,5. Что же касается других цилиндрических зубчаток, то для них запас прочности не опускается ниже 2,5.



Фиг. 94. Главная муфта тепловоза ЭмхЗ с электромагнитным включением.

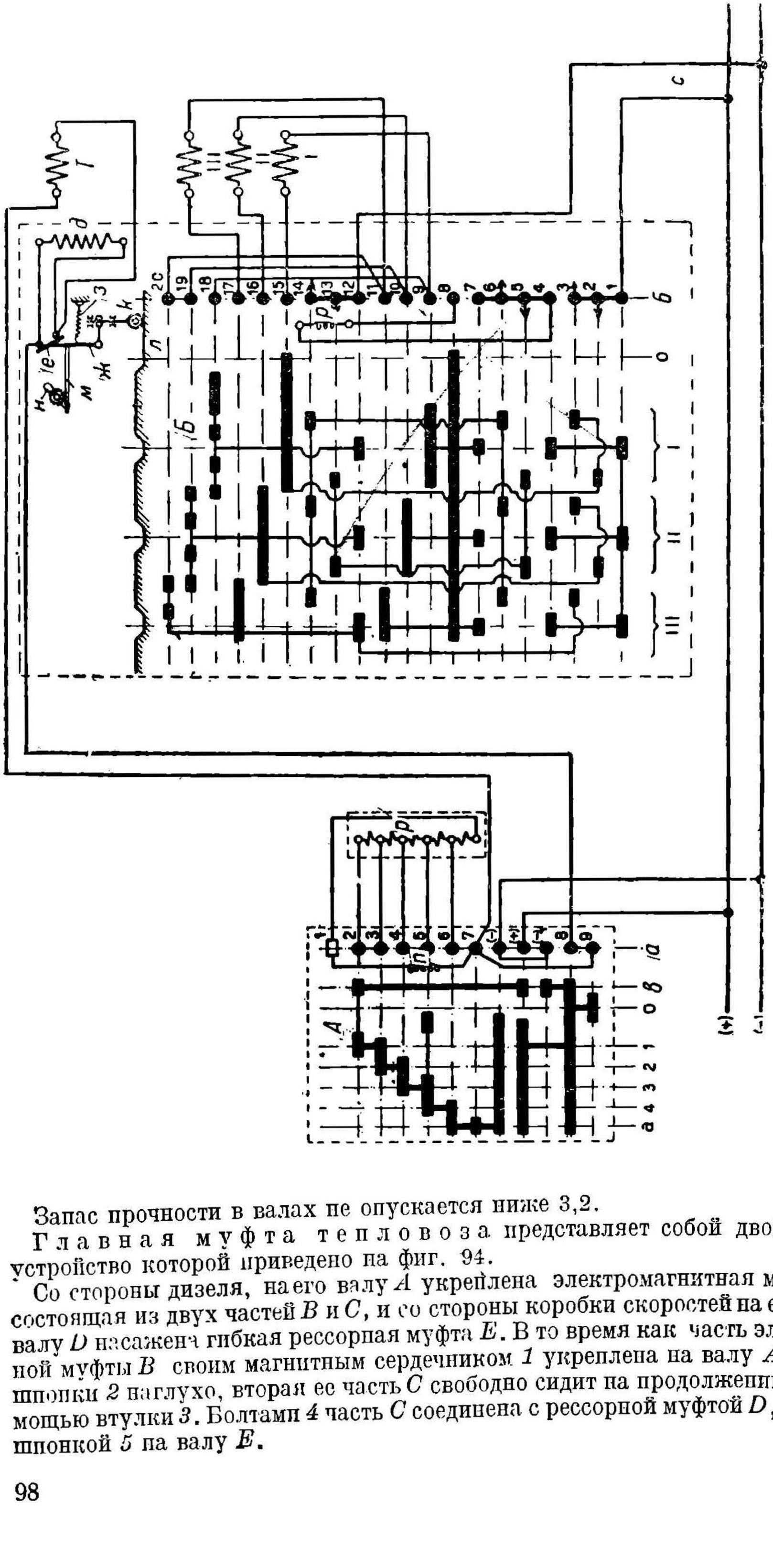
А—конец от вала двигателя: *В*—неподвижно укрепленная на валу часть муфты: *С*—свободносидящая на валу часть муфты; *Д*—рессорная муфта: *Е*- продольный вал коробки скоростей: *1* электромагнитный сердечник; *2* - шпонка; *3* – втулка; *4*– болты; *5*—шпонка; *6*–болты; *7*—маховик; *8*—электромагнитная катушка; *9*—кольцо со щетками: *10* воздушные каналы: *11* шайбы: *12*—болты; *13*—якорная штаба; *14*–направляющая; *15*—фрикционная пластина; *16*—крестовина рессорной муфты: *17*—листовые полурессоры; *18* - обод рессорной муфты: *19*—серьга; *20*—валик.

У конических зубчаток, венцы которых являются составными из двух, запас прочности при правильном зацеплении равен 3,2. Принимая, однако, во внимание трудность, с одной стороны, точной установки двух пересекающихся валов с точным соблюдением зазоров между зубьями, и, с другой стороны, сохранения точного взаимного расположения двух венцов—запас прочности при разгрузке полностью одного венца понижается до 1;8.

---

[1] Результаты работы коробки скоростей на тепловозе Эмх, сборник Тепловозной комиссии, вып. № 3, стр. 66—70.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 95. Схема включения катушек электромагнитных муфт.

А—контроллер для катушки главной муфты ступеней; *Б*—контроллер для катушек муфт ступеней; *Г*—главная муфта: I, II, III—муфты ступеней; *а*—неподвижные контакты для муфты ступеней; *б*—неподвижные контакты для главной муфты; *в* и *д*—электропровода; *ж*—рычаг; *з*—пружина; *к*—щит; *л*—кулачная шайба; *м*—зубчатая рейка; *н*—ролик; *р*—реостат; *I*—предохранитель.

Запас прочности в валах не опускается ниже 3,2.

Главная муфта тепловоза представляет собой двойную муфту, устройство которой приведено на фиг. 94.

Со стороны дизеля, на его валу *A* укреплена электромагнитная муфта трения, состоящая из двух частей *B* и *C*, и со стороны коробки скоростей на ее продольном валу *D* насажена гибкая рессорная муфта *E*. В то время как часть электромагнитной муфты *B* своим магнитным сердечником *1* укреплена на валу *A* при помощи шпонки *2* наглухо, вторая ее часть *C* свободно сидит на продолжении вала *A* с помощью втулки *3*. Болтами *4* часть *C* соединена с рессорной муфтой *D*, укрепленной шпонкой *5* на валу *E*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Магнитный сердечник *1* соединен болтами *6* с маховиком *7*. Внутри же его сделана кольцевая выточка, где помещается катушка *8*, к которой по кольцам со щетками *9* подводится ток. В теле маховика устроены каналы *10* для отвода тепла, образующегося при трении частей электромагнитной муфты *B* и *C* при включении тока.

Часть муфты *C* состоит из шайбы *11*, к которой при помощи болтов *12* прикреплена якорная шайба *13*, притягивающаяся к магниту *1* под действием тока. Она может перемещаться при этом вдоль оси вала в пределах 1 *мм* по направляющим *14*. Прослойкой между ею и маховиком *7* служат фрикционные пластины *15* из патентованного материала юрита, укрепленные на самой якорной шайбе в виде сегментов. Назначение этих фрикционных пластин заключается в создании необходимой силы трения между частями электромагнитной муфты при их притяжении и в предотвращении износа этих частей при проскальзывании муфты. Износу подвергаются сами пластины, которые сравнительно легко заменяются новыми.

Рессорная муфта *D* состоит из крестовины *16*, которая четырьмя двойными листовыми полурессорами *17* соединена с ободом муфты *18* при помощи серег *19* и валиков *20*. Ее назначение заключается в том, чтобы устранять динамическое воздействие вращающего момента дизеля на зубчатую передачу как при включении главной муфты, так и при колебаниях в числах оборотов двигателя.

Благодаря устройству главной муфты, описанному выше, требования, предъявляемые к главным муфтам тепловоза с механической передачей вообще (стр. 70) в данном случае выполнены. Перед трогании тепловоза с места, когда двигатель работает уже вхолостую, и включена муфта *I* ступени, вал двигателя вращает магнитную часть муфты, в то время как ее якорная часть, вместе с продольным валом коробки скоростей, находится в покое. При постепенной подаче тока в катушку муфты начинается притяжение якорной части муфты, которая, проскальзывая сначала, увлекает затем за собой через гибкую муфту продольный вал передачи и приводит, таким образом, тепловоз в движение. Проскальзывание муфты происходит до тех пор, пока скорость тепловоза не достигнет значения V_0, соответствующего числу оборотов двигателя n_{min}. В этот момент путем подачи тока достаточной силы происходит соединение двух частей муфты наглухо, и муфта начинает передавать полный вращающий момент двигателя. Муфта рассчитана так, что при скольжении ее в течение 8 мин. нагрев ее не превышал 30° С. При силе тока в 10 А, напряжением в 110 V муфта передает вращающий момент в 190 000 *кгсм*.

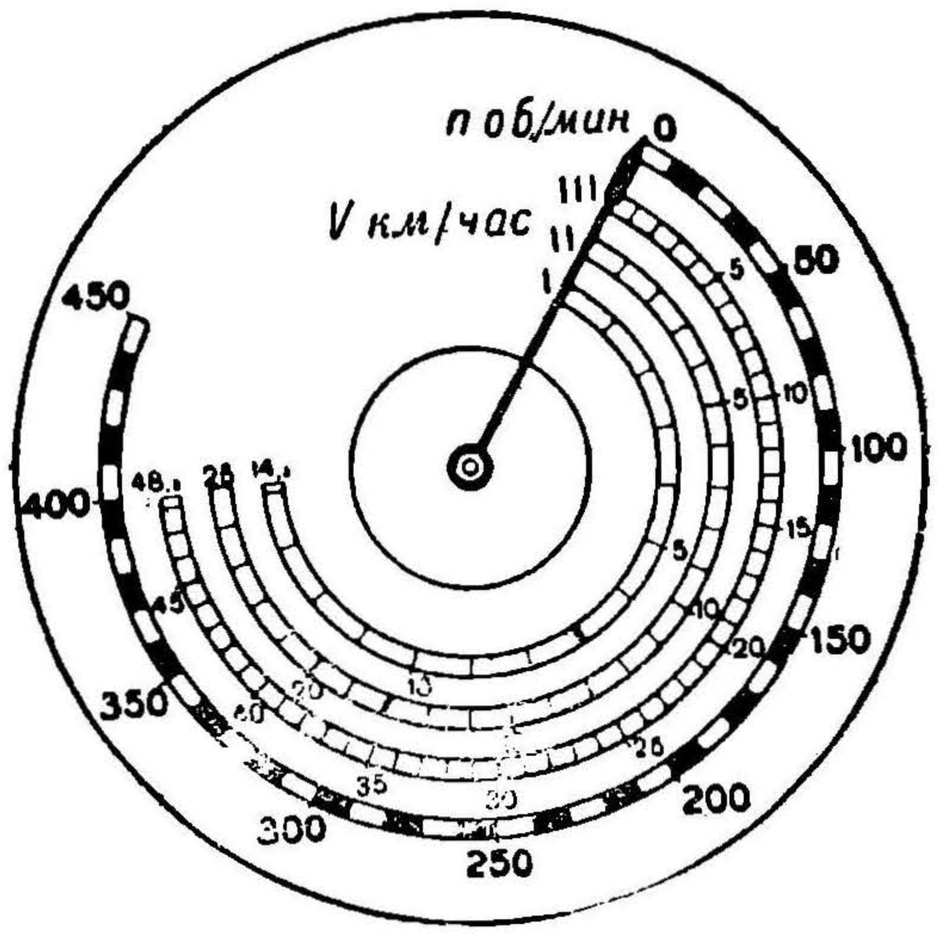
Электроустановка. Для питания током электромагнитных муфт на тепловозе имеется электроустановка, состоящая из динамо постоянного тока Пинча, мощностью в 6 kW с двумя коллекторами на 115 и 25 V, которая обслуживает также вспомогательные электромоторы тепловоза и его освещение. Динамо работает при этом на напряжении в 115 V, будучи возбуждаема током напряжением в 25 V. На тепловозе установлена также аккумуляторная батарея, зарядка которой производится включением коллекторов динамо.

Вся сеть работает на напряжении в 115 V при помощи автоматического регулятора Пинча. Питание током катушек муфт может производиться как от динамо, так и от аккумуляторной батареи. Схема включения катушек приведена на фиг. 95, где *A* является контролером для катушки главной муфты *Г* и *Б* — контролером для катушек муфт ступеней I, II и III. Включение производится через неподвижные контакты, показанные на линии *а* (2—9) для главной муфты и на линии *б* (1—20) для муфт ступеней. Подводка тока к ним от сети (+—) производится по проводам *г* и *с*. Кроме этих неподвижных контактов, контроллеры *A* и *B* имеют подвижные контакты, расположенные на вращающихся барабанах контролеров. При соответственном соприкосновении тех и других контактов происходит необходимое включение главной муфты и муфт ступеней.

Особенность включения главной муфты заключается в том, что при соединении контактов линии *а* с контактами линии *в* происходит обратный ток и размагничивание главной муфты. Это необходимо для устранения остаточного магнетизма

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

в магните главной муфты при ее выключении. При дальнейшем вращении барабана происходит сначала нулевое положение (*О*), при котором через контакты *8* и *9* получается лишь соединение *Г* с контроллером *А*, а затем постепенная подача тока через контакты *2*, *3*, *4*, *5* и *6*, с последовательным прохождением его через искротушитель *и*, предохранитель *1* и реостат *р*.

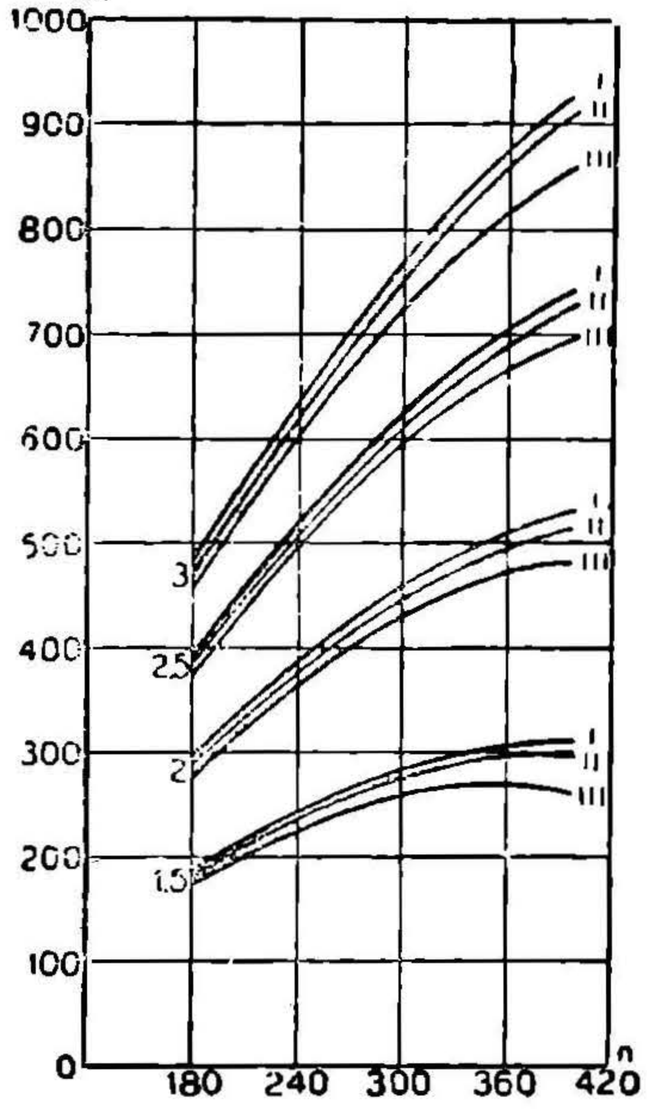


Фиг. 96. Тахометр скоростей и числа оборотов

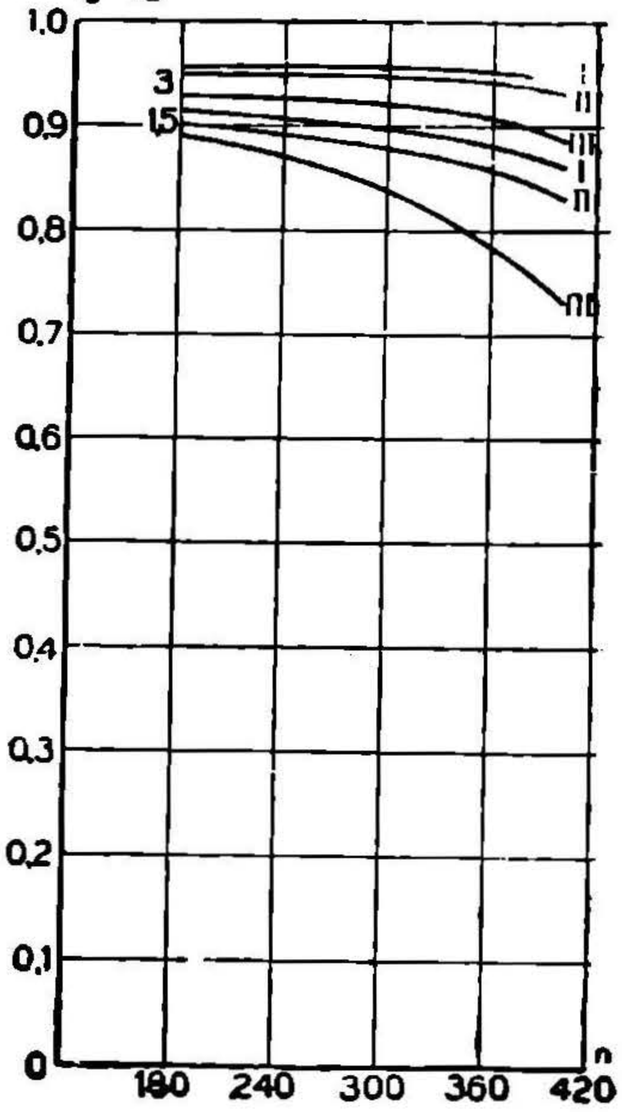
Для большей плавности включения главной муфты число рабочих контактов доведено до *24*.

Тот же принцип положен в основу управления и катушками муфт ступеней, за исключением лишь постепенности их включения. Каждая муфта ступени включается и выключается мгновенно, так как включение их происходит без нагрузки, т. е. при разгруженной главной муфте. Последняя разгружается автоматически при помощи включения в ее цепь дополнительного сопротивления *д*, управляемого реле *с*, которое включается или выключается от передачи, состоящей из рычага *жс*, пружины *з* и ролика *к*, соприкасающегося с кулачной шайбой *л*, насаженной на барабан контроллера. Правильность работы этого устройства достигается помощью зубчатой рейки *м* и винта *н*.

Управление тепловозом. При переключении коробки скоростей с



Фиг. 97. $N_k = f(\vartheta\ n)$



Фиг. 98. $\eta_z\ \eta_c = f(n,\ \vartheta)$

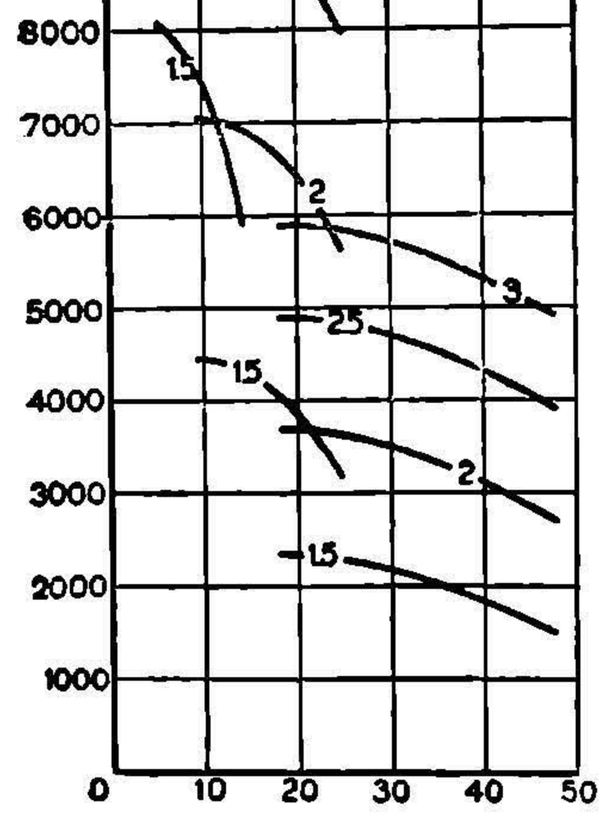
одной ступени на другую приходится при переходе с меньшей скорости на большую понижать число оборотов дизеля с n_{max} до n_{min} и при обратном переходе делать то же самое наоборот, как это видно из фиг 50 и 51, для чего на посту управления тепловоза помещен тахометр, связывающий число оборотов дизеля со

НБ УДУНТ (ДІІТ)

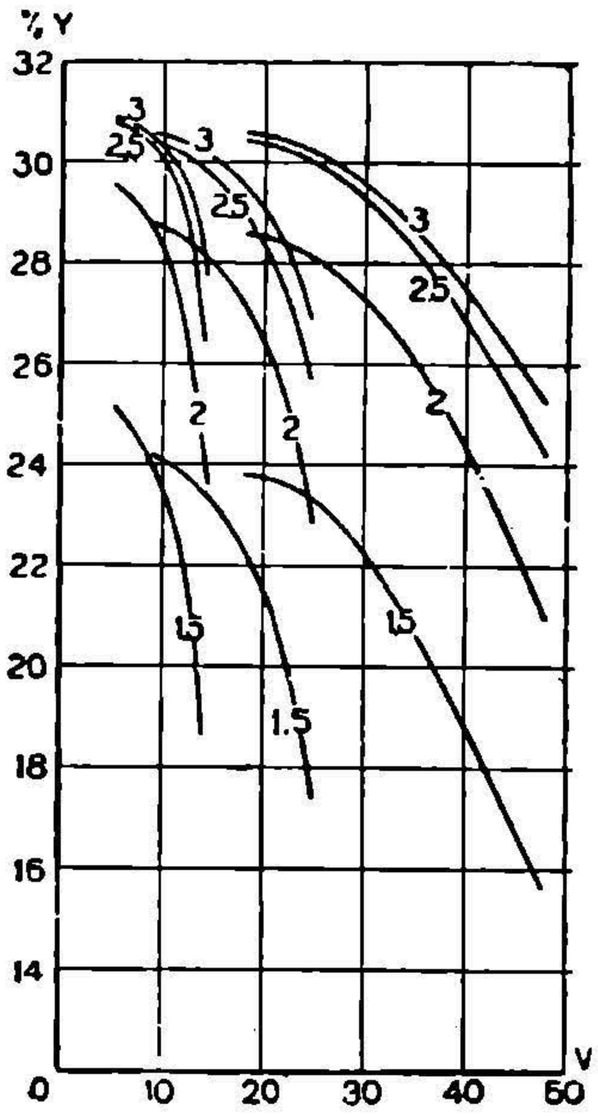
скоростями тепловоза на отдельных ступенях передачи (фиг.96). Этот тахометр дает возможность машинисту, наряду со скоростемером тепловоза, правильно устанавливать число оборотов дизеля, строго соответствующее развиваемой тепловозом скорости. Для этой цели в руках машиниста имеется также маховик, при помощи которого он через передаточный механизм, ведущий к маховичку топливного насоса, может регулировать подачу топлива в цилиндр дизеля без помощи своего помощника-дизелиста.

И с п ы т а н и е т е п л о в о з а. Тепловоз был подвергнут испытанию сначала на временной советской катковой станции, установленной на заводе постройки тепловоза, и затем опытными поездками, сначала в Германии, а затем поверочно в СССР.

Не считая единственной неполадки со сборкой главной муфты, которая произошла из-за недостаточного зазора между втулкой *3* якорной шайбы муфты и продолжением вала дизеля *A* (фиг. 94), испытания прошли вполне гладко, и на катковой станции тепловоз показал себя вполне надежным в работе.



Фиг. 99. $F_k=f\ (V, \sigma)$



Фиг. 100. $Y=f\ (V\ \ \sigma)$

Мощность тепловоза на ободе колес $N_к$ при различных значениях подачи топлива σ и при различных числах оборотов двигателя n для отдельных ступеней передачи приведена на фиг. 97. Из сопоставления значений N_k с значениями мощности двигателя на валу N_e за вычетом из нее мощности $N_в$, поглощаемой вентилятором (фиг. 85), определился к. п. д. передачи, т. е. как коробки скоростей, так и дышлового механизма. Значения этого к. п. д. приведены на фиг. 98.

Имея в виду, что к. п. д. дышлового механизма η_{lz} равен примерно 0,98, значения к. п. д. зубатой передачи η_z получились достаточно высокими, вполне выдержав гарантию, данную для них заводом Крупп в 96% на первой ступени.

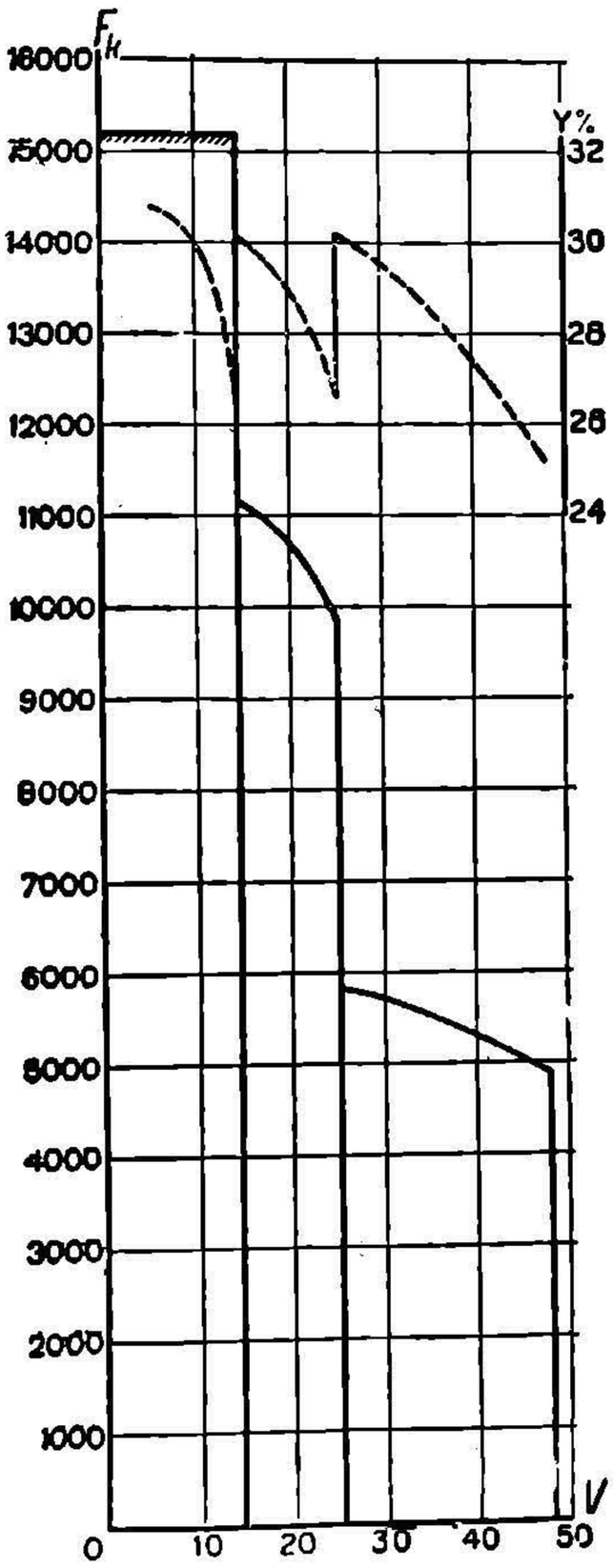
Под влиянием падения к. п. д. передачи при повышении числа оборотов двигателя и увеличения при этом прочих потерь сила тяги тепловоза на ободе колес, как это видно из фиг. 99, падает с увеличением скорости и уравнение ее кривой в функции от скорости подобно уравнению параболы и имеет вид:

НБ УДУНТ (ДІІТ)

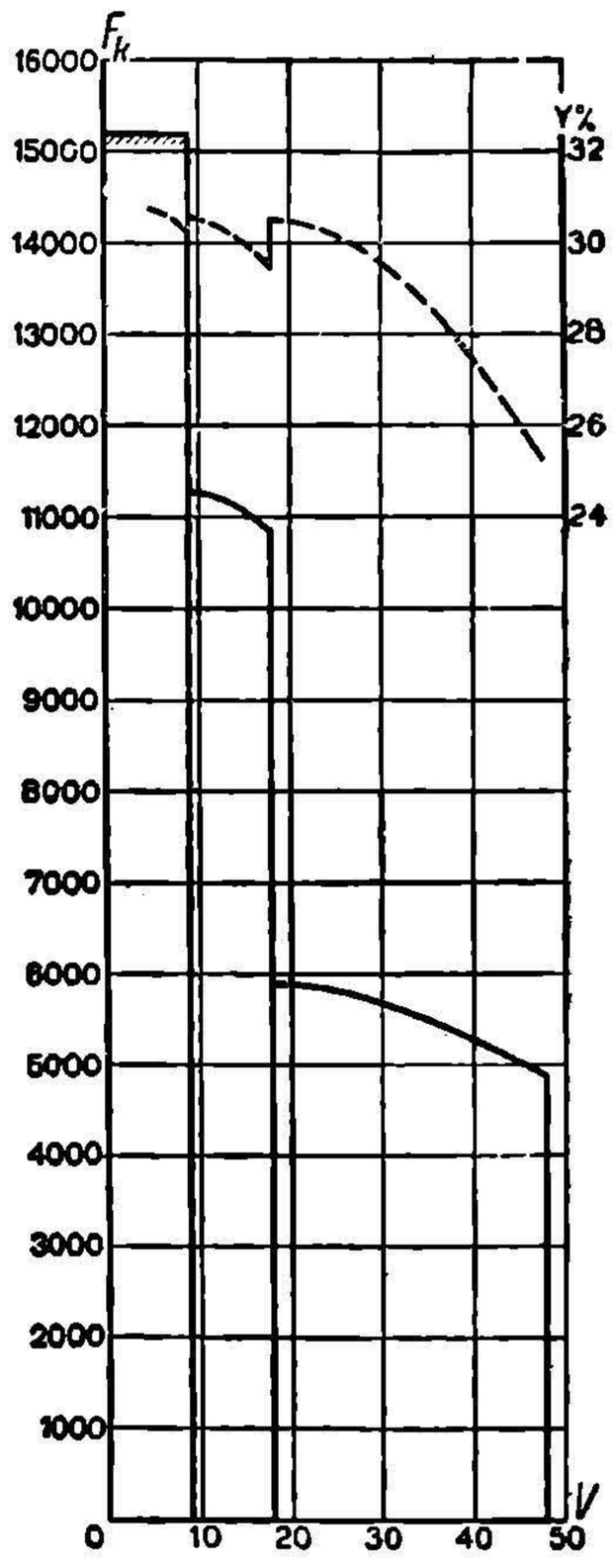
$$F_k = a - bV - cV^2.$$

Значения полного к. п. д. тепловоза Y от топлива до обода движущих колес, приведенные на фиг. 100, вполне подтверждают отмеченные положения.

Для решения вопроса о том, как необходимо управлять тепловозом, а именно: с использованием ли максимальных значений его силы тяги, т е. при наибольшей



Фпг. 101. *max* $F_k = f(V)$



Фиг. 102. $Y = max\ Y$

форсировке, или же, преследуя наибольшую экономичность в отношении топлива, т. е. при наивыгоднейшем регулировании, на фиг. 101 и 102 приведены значения силы тяги $F_к$ и к. п. д. Y для того и другого случая. Представленные диаграммы указывают на то, что наибольшие значения силы тяги не совпадают для одних и тех же скоростей с наибольшими значениями к. п. д.

Полное представление о потерях, которые поглощают топливо до превращения его в полезную работу, дают топливные балансы, составленные для отдельных ступеней передачи как для наименьшего (n=210), так и для наибольшего (n=400) рабочих чисел оборотов дизеля в зависимости от форсировки его σ.

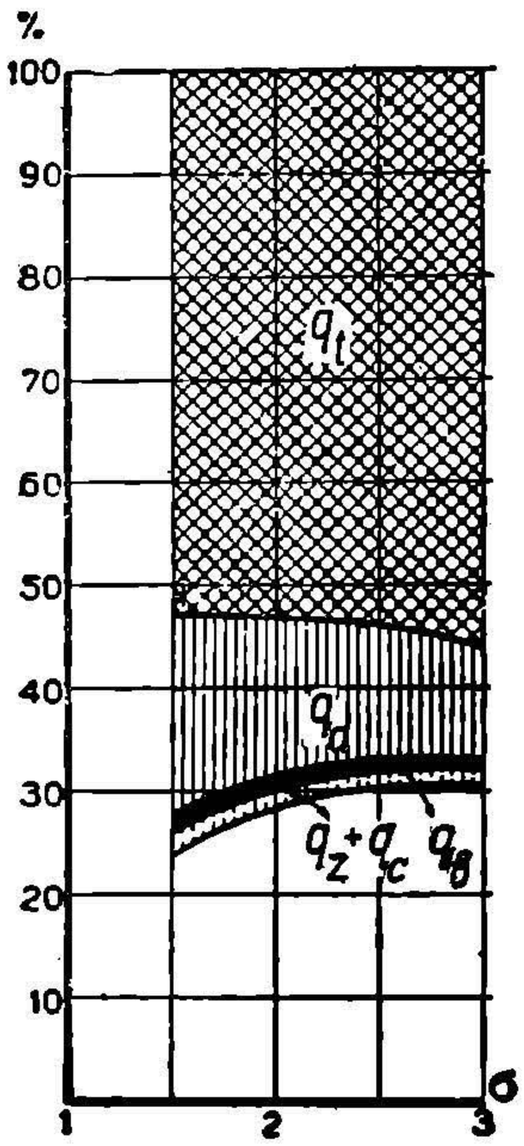
Эти балансы приведены на фиг. 103—108 и показывают, что рассматриваемый тепловоз дает возможность превратить свыше 30% топлива в полезную работу, которая даже в самых невыгодных условиях, при низкой форсировке и одновременно при высоком числе оборотов, не падает ниже 17%.

Потери при этом распадаются на следующие:

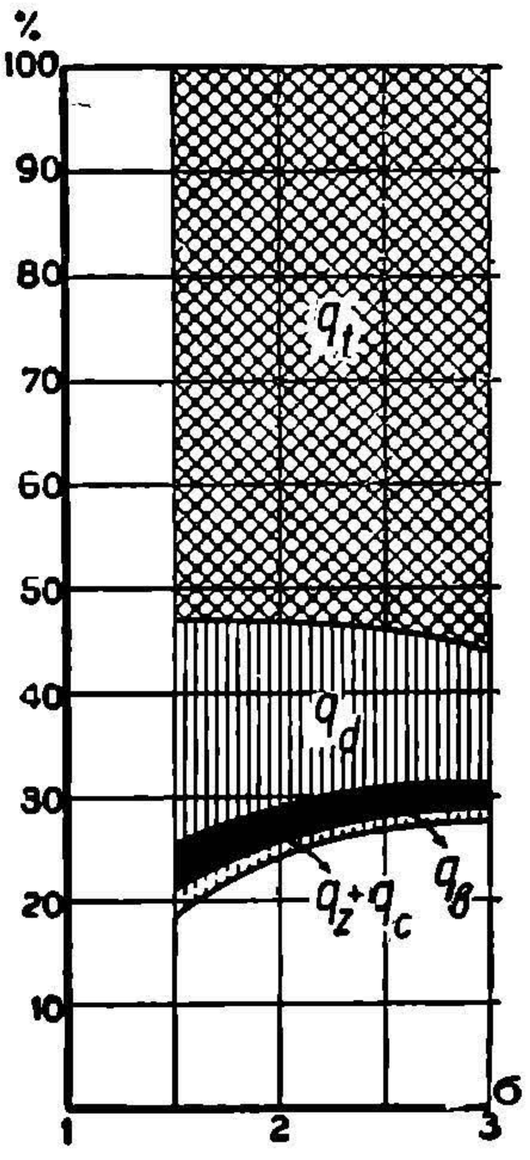
q_t — термические потери двигателя,
q_d — механические потери двигателя,
q_b — потери на вентилятор и
q_z q_k — потери в передаче.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

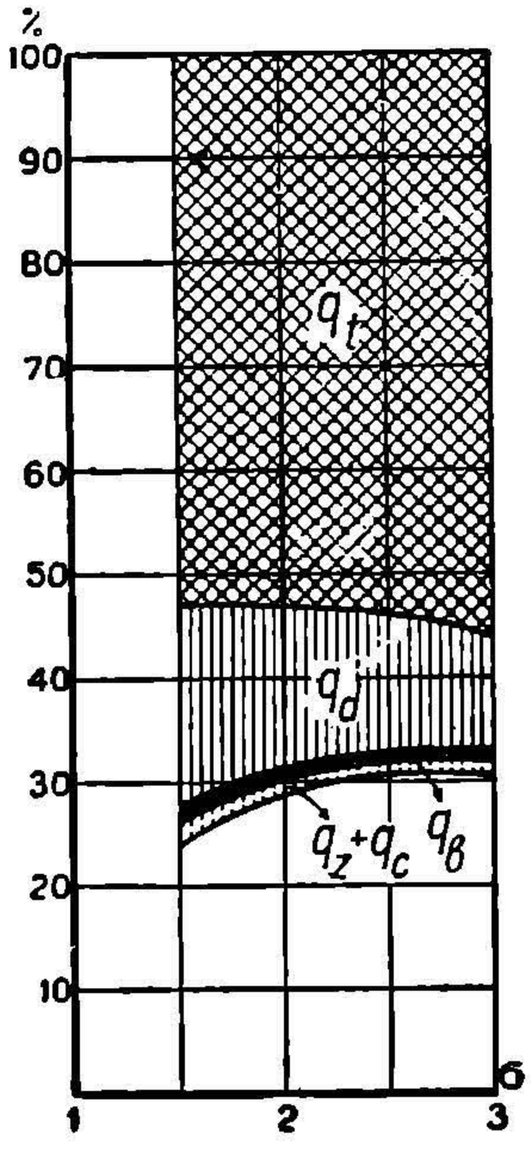
Высокие качества тепловоз показал также и в отношении динамического воздействия его на путь, как это видно из фиг. 109, на которой приведены — наибольшие (Z_{max}) и наименьшие (Z_{min})—значения вертикальных реакций его колес в зависимости от скорости. Принимая во внимание, что статическая нагрузка на сцепную ось у тепловоза равна 17,6 m, и, таким образом, такая же нагрузка на колесо Z_0



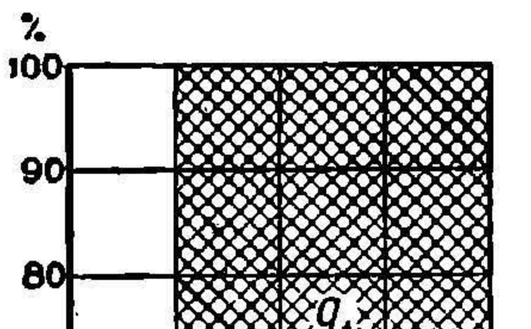
Фиг. 103. Тепловой баланс при I ступени передачи n=210; V=7,5.



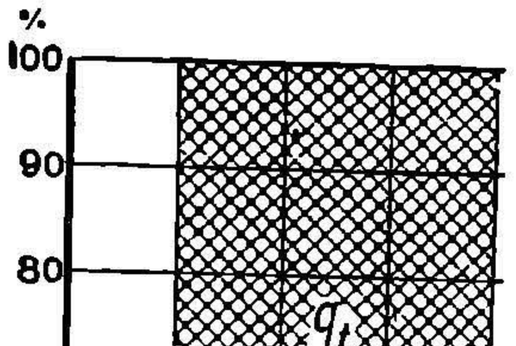
Фиг. 104. Тепловой баланс при I ступени передачи n=400; V=14



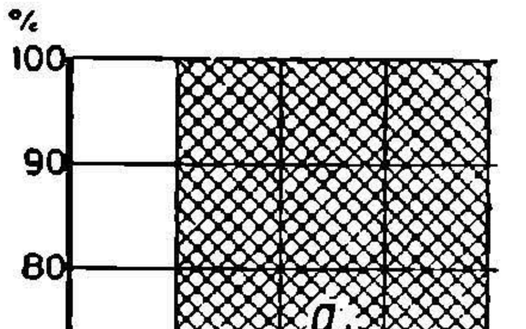
Фиг. 105. Тепловой баланс при II ступени передачи n=210; V=13.



Фиг. 106. Тепловой баланс при II ступени передачи n=400; V=25.



Фиг. 107. Тепловой баланс при III ступени передачи n=210; V=25.



Фиг. 108. Тепловой баланс при III ступени передачи n=400; V=48.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

составляет 8,8 m, наибольший коэфициент динамичности тепловоза получился равным

$$\frac{Z_{max}}{Z_0} = \frac{9,9}{8,8} = 1,125.$$

Это обстоятельство должно быть приписано исключительно равномерной передаче вращающего момента дизеля на колеса тепловоза и является, наряду с высоким к. п. д., одним из существенных достоинств тепловоза с механической передачей. Равномерность передачи усилий на обод движущих колес содействует также и повышению коэфициента сцепления тепловоза. Этот коэфициент равен в данном случае 0,2, давая таким образом возможность получить

$$_{max}F_k = 17\,600 \text{ кг}.$$

На фиг. 99 наибольшая сила тяги по сцеплению принята равной 15 200 *кг* из-за предельных усилий, допускаемых стяжными приборами подвижного состава, строившегося до последнего времени.

При испытании тепловоза было обращено внимание также и на отрицательное его качество, заключающееся в том, что при переключении коробки скоростей с одной ступени на другую сила тяги тепловоза, вследствие выключения его главной муфты, падает до нуля, как это и показано на фиг. 101 и 102. Переключение вызывает при этом потерю тепловозом скорости. Опыт показал, что при следовании тепловоза по подъему в 10° с тяжелым по весу поездом скорость при переключении с первой ступени на вторую падала с 14 до 9 *км/час*. На фиг. 110 приведена копия ленты динамометра, снятая при испытании тепловоза, когда переключение производилось с низшей скорости на высшую, и на фиг. 111—такая же копия ленты при обратном переключении тепловоза. Из этих лент видно изменение скорости тепловоза и его силы тяги в зависимости от пройденного им пути.

При этом на ленте отмечено также и время, затраченное на переключение муфт. Оно составляет от 12 до 18 сек. для полной операции при переходе с одной ступени на другую.

При внимательном управлении и достаточном навыке машиниста это отрицательное качество тепловоза не нарушает правильности ведения поезда. В противном же случае оно грозит поезду обрывом, почему, вообще говоря, оно и является недостатком тепловоза, требующим своего устранения при развитии постройки тепловозов с механической передачей [1].

Необходимо также отметить, что наличие трех ступеней передачи, хотя и упростило конструкцию коробки скоростей тепловоза по сравнению с более совершенной четырехступенчатой коробкой, но вместе с тем оно затруднило управление тепловозом при трогании его с места и не дало возможности лучше использовать мощность двигателя. Оба эти положения становятся ясными из сопоставления двух рядов передаточных чисел, расчитанных нами (стр. 70) и осуществленных на тепловозе, а именно:

	12,	6,	3, 2
и	7	4	2

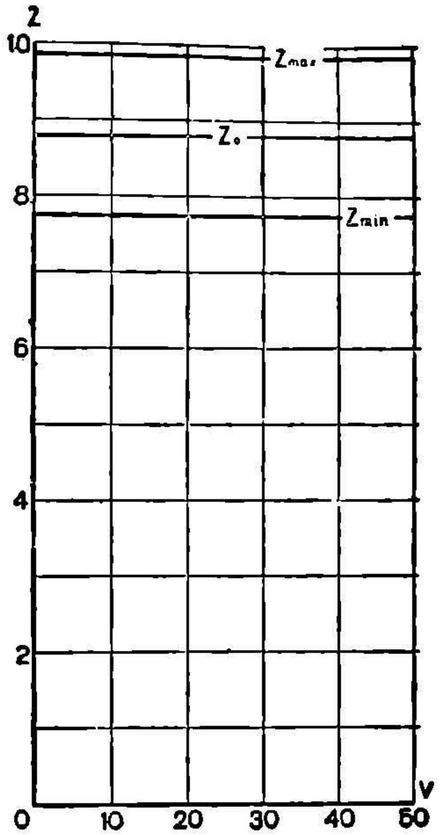
Во второй строке приведены округленные передаточные числа тепловоза.

Соотношение между касательной мощностью тепловоза и его сцепным весом при скорости 14,4 *км/час*, предназначенной для ведения поездов по руководящему подъему, равно

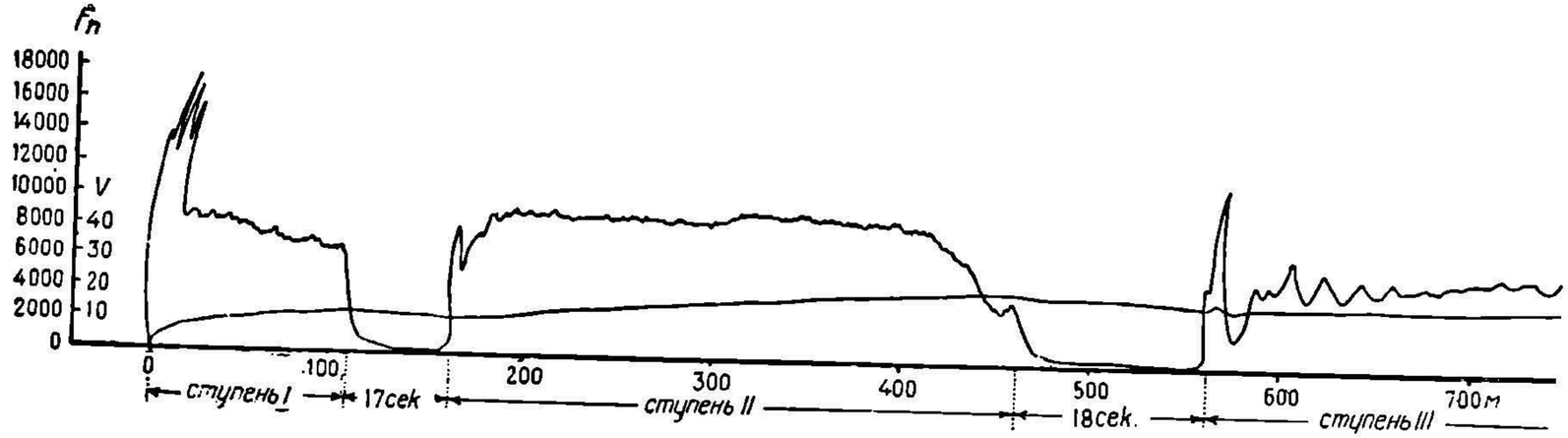
$$\alpha = \frac{930}{88} = 10,6 \text{ л. с./т}.$$

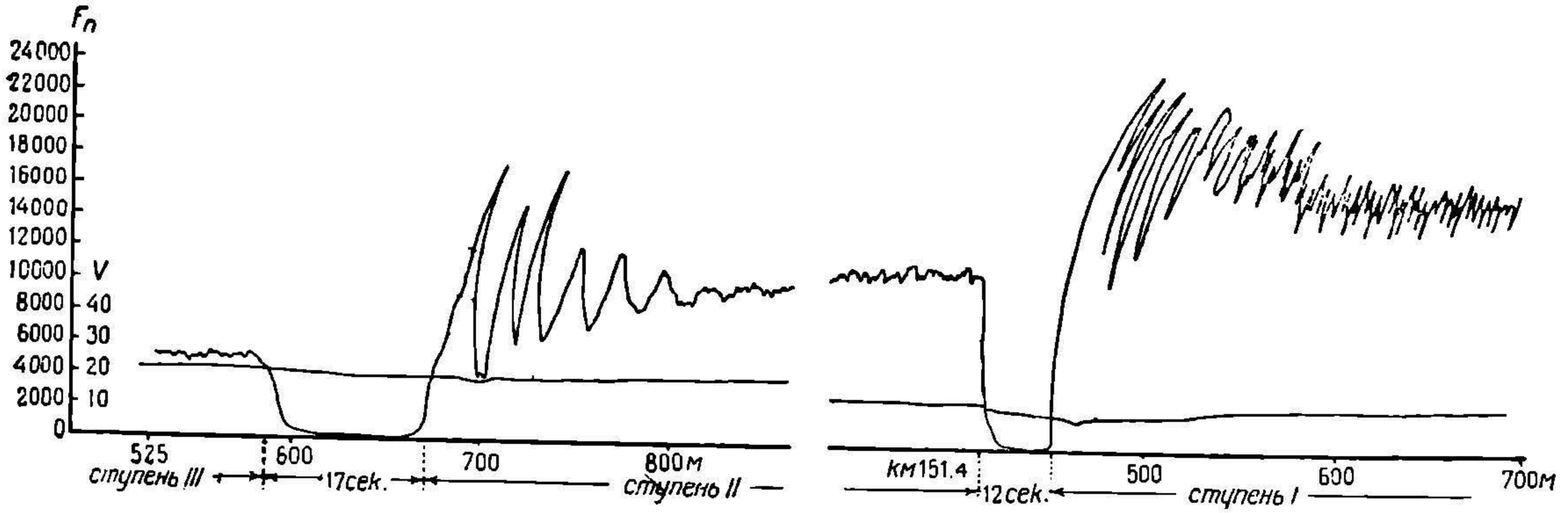
[1] Этому вопросу посвящена статья А. Н. Ребане. Процесс трогания с места тепловоза Эмх 3 с точки зрения динамики. „Локомотивостроение", 1933, сборник 6-й, стр. 89,

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 109. Динамическое воздействие тепловоза ЭмхЗ на путь.
Z_{max}—наибольшее значение вертикальной реакции колеса.
Z_0—статическая нагрузка на колесо.
Z_{min}—наименьшее значение вертикальной реакции колеса.





Фиг. 110. Кривая силы тяги и скорости по ленте динамометра при повышении скорости.
Фиг. 111. Кривая силы тяги и скорости по ленте динамометра при понижении скорости.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Мощность $N_к = 930$ взята из диаграммы на фиг. 99.

Полученный коэфициент α достаточно точно совпадает с теоретическим его значением, приведенным на фиг. 3. Это указывает на гармоничное сочетание в конструкции тепловоза между его сцепным весом и действительно развиваемой им касательной мощностью.

Из соотношения между наибольшей мощностью двигателя на валу, которая при наибольшем n равна 1200 *л. с.*, и сцепным весом получаем

$$\beta = \frac{1800}{88} = 13{,}7 \ л.\ с./т.$$

При проверке значения β по теоретической диаграмме (фиг. 4) имеем $\beta = 12{,}2$. Сопоставление двух приведенных цифр указывает на некоторую неиспользованность мощности двигателя тепловозом, происшедшую из-за невозможности использовать полное число оборотов двигателя.

Обращаясь теперь к соотношению между полным весом тепловоза и его весом сцепным, находим его равным

$$\frac{131}{88} = 1{,}49.$$

В данном случае цифра эта выше, чем она могла бы быть, если бы вес двигателя и его маховика были легче по сравнению с действительными. Одновременно потребовалось бы и уменьшение полной базы тепловоза с превращением типа его из 2—5—1 в тип 1—5—1.

Мощность, передаваемая двигателем через передачу, принимая во внимание мощность, поглощаемую вентилятором, составляет

$$1050 - 70 = 980 \ л.\ с.$$

При весе коробки скоростей в 13 850 *кг*, вес ее, отнесенный к единице мощности, получается равным

$$\frac{13850}{980} 14{,}15 \ кг,$$

давал, таким образом, сравнительно легкую конструкцию.

Первые шаги тепловоза в эксплоатационных условиях ознаменовались, однако, повреждениями конических шестерен передачи, оказавшимися наиболее слабым местом тепловоза. После ряда попыток на тепловозе были установлены одновенечные зубчатки с косым зубом и диаметром, увеличенным по сравнению с прежним на 7 *мм*.

С этими зубчатками тепловоз и работает в настоящее время, обслуживая товарные поезда.

Опыт постройки описанного тепловоза послужил поводом для постройки двух следующих тепловозов с механической передачей: одного для Японии и другого для САСШ. Оба тепловоза построены заводом Крупп в Германии, явившимся пионером постройки механической коробки скоростей для сравнительно мощных тепловозов.

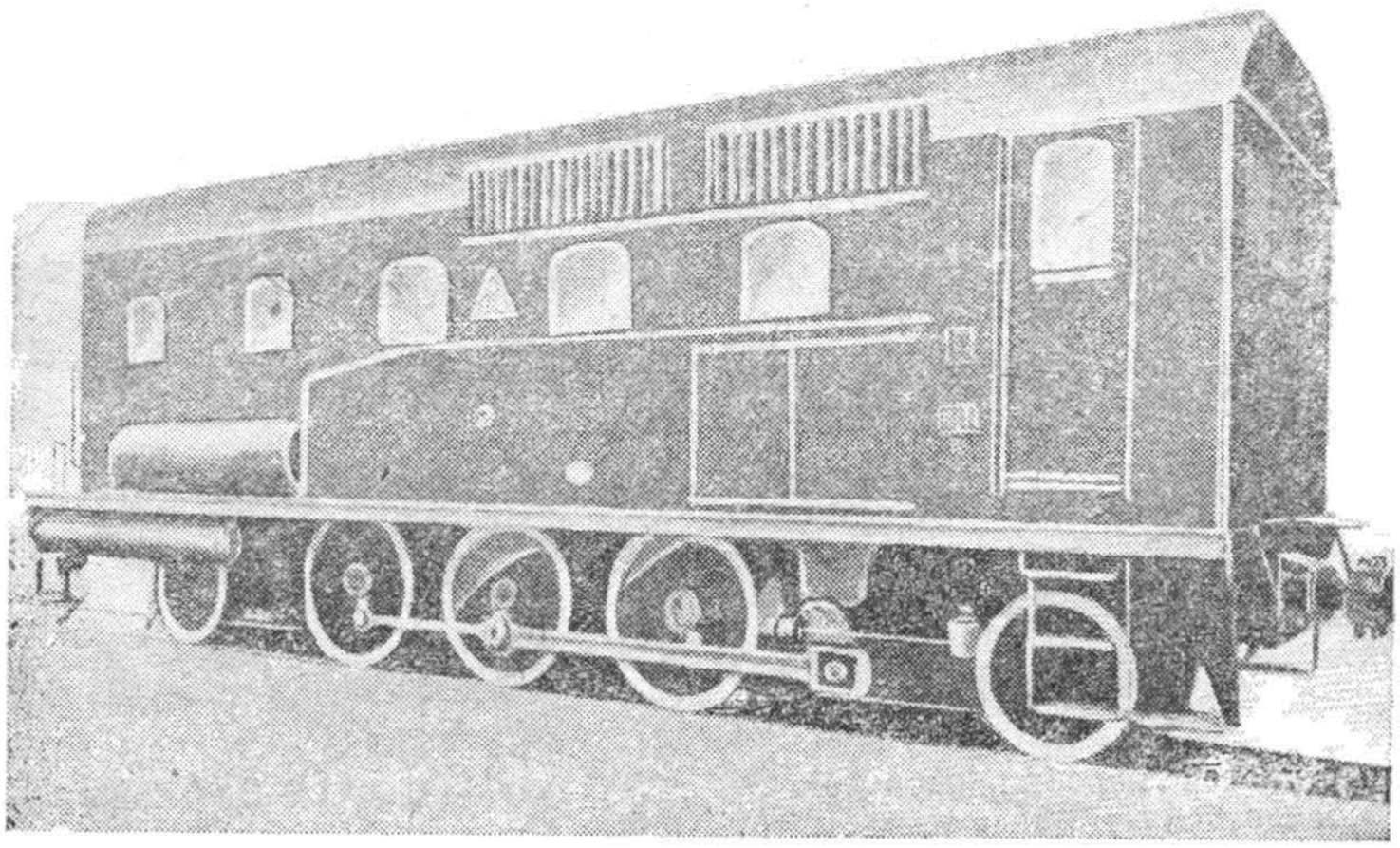
Отсутствие подобных сведений об этих тепловозах не дает возможности изложить с достаточной полнотой их конструкции и тяговую характеристику.

Тепловоз Японии типа 1—3—1 (фиг. 112) предназначен для маневровой работы. Его основная характеристика приведена в таблице IX.

Четырехтактный шестицилиндровый бескомпрессорный двигатель завода Крупп, при наибольшем числе оборотов $n = 420$ развивает на валу 600 *л. с.* Рубашки и крышки цилиндров двигателя охлаждаются водой, поршни же — воздухом. Холодильник тепловоза расположен на верху тепловоза вдоль его оси по обеим сторонам двигателя и состоит из трех частей: для воды, смазочного масла двигателя и масла передачи. Холодильник выполнен сотчатым и снабжен двумя

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вентиляторами, приводимыми непосредственно от вала двигателя. Воздух засасывается снаружи с боков холодильника и прогоняется через холодильник вверх. Запуск двигателя производится сжатым воздухом, который получается от компрессора, приводимого непосредственно от двигателя.



Фиг. 112. Японский тепловоз с механической передачей.

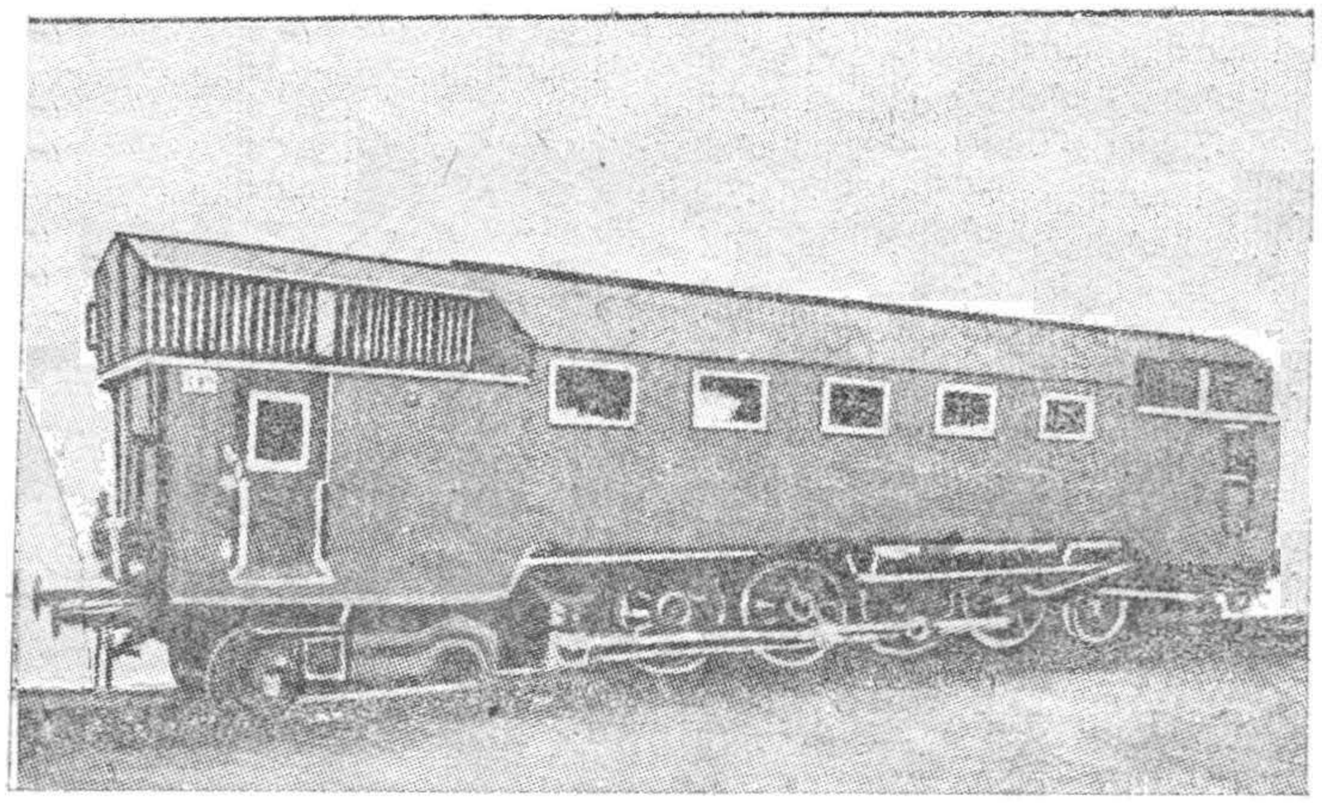
Коробка скоростей — трехступенчатая со следующими передаточными числами

для I II III ступеней

12,5; 5; 2.

Муфты ступеней — электромагнитные, главная — гидравлическая.

Принимая во внимание, что основная работа тепловоза, как маневрового,



Фиг. 113. Тепловоз САСШ с механической передачей.

должна при вышеприведенной разбивке коробки скоростей производиться на скорости в 10 *км/час*, между сцепным весом тепловоза в 45 *т* и мощностью двигателя $N_e = 600$ *л. с.* отсутствует гармония, так как

$$\beta = \frac{600}{45} 13{,}4 \text{ л. с./т},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в то время как теоретическое значение 3 получается по диаграмме на фиг. 4 равным 8,8 *л. с./т*. Это указывает на необходимость или увеличения сцепного веса, или же уменьшения мощности дизеля.

Принимая во внимание, что тепловозостроение подчиняется пока дизелестроению и диктующей величиной является мощность двигателя, в данном случае необходимо увеличение сцепного веса.

Таблица IX

Основная характеристика тепловозов с механической передачей

		Япония	САСШ
Род службы		Маневры	Товаро-пассажир.
Тип		1—3—1	2—4—2
Главный двигатель			
Число цилиндров		6	6
Диаметр	*мм*		
Ход поршней	„		
Наибольшее число оборотов	об/мин	420	
Число тактов работы		4	4
Расчетное эффективное давление	*кг/см²*		
Наибольшая мощность на валу	*л. с.*	600	1400
Холодильники			
Поверхность водяного холодильника	*м²*		
Передача			
Число ступеней коробки скоростей		3	4
Передаточное число I ступени		12,5	
„ „ II „		5	
„ „ III „		2	
„ „ IV „		—	
Экипаж и ходовая часть			
Длина между буферами			
База полная		7 760	
База жесткая		3 100	
Диаметр движущих колес		1 250	
„ поддерживающих колес		940	
Вес:			
основного двигателя	*т*		
холодильника	„		
главной муфты	„		
коробки скоростей	„		
запаса топлива	„		
„ смазки	„		
„ воды	„	66,5	
полный	„	45,0	
сцепной			
Нагрузка наибольшая:			
передних бегунковых осей	*т*		
сцепных осей	„	15,0	
задних поддерживающих осей	„		
Наибольшая скорость	*км/час*	60	96

Тепловоз САСШ типа 2—4—2 (фиг. 113) предназначен для несения как товарной, так и пассажирской службы на дороге Бостон-Майн.

Четырехтактный шестицилиндровый бескомпрессорный дизель завода Круни развивает мощность в 1400 *л. с.*

Коробка скоростей — четырехступенчатая с электромагнитными муфтами ступеней и гидравлической реверсивной главной муфтой.

Рабочий вес тепловоза—145 *т*. Наибольшая касательная сила тяги — 23 000 *кг* и наибольшая развиваемая скорость — 96 *км/час*.

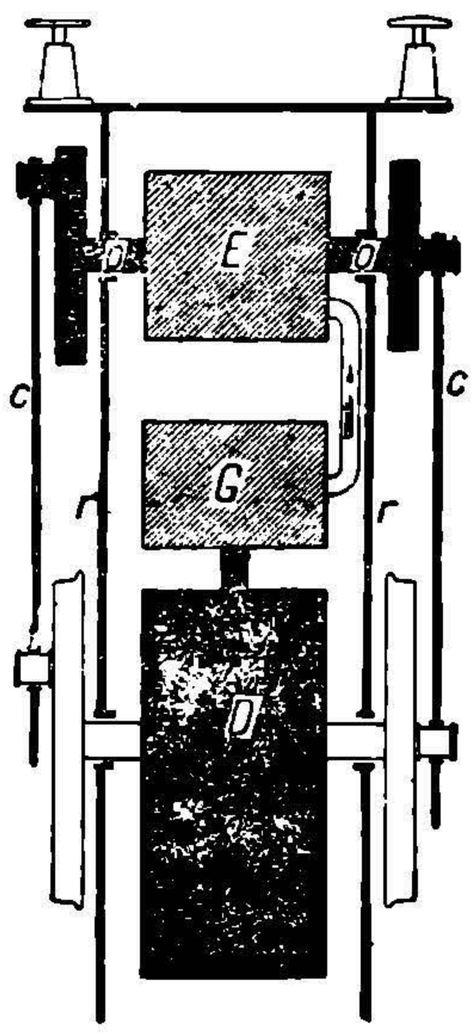
Несмотря на то, что тепловоз был закончен постройкой еще в 1930 г. подробных сведений ни о его конструкции, ни о результатах испытания опубликовано не было. Между тем работа коробки скоростей с гидравлической главной муфтой представляет значительный интерес, так как гидравлические муфты за последнее время стали получать все большее и большее распространение на тепловозах малой мощности, т. е. мотовозах.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

7. ТЕПЛОВОЗЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

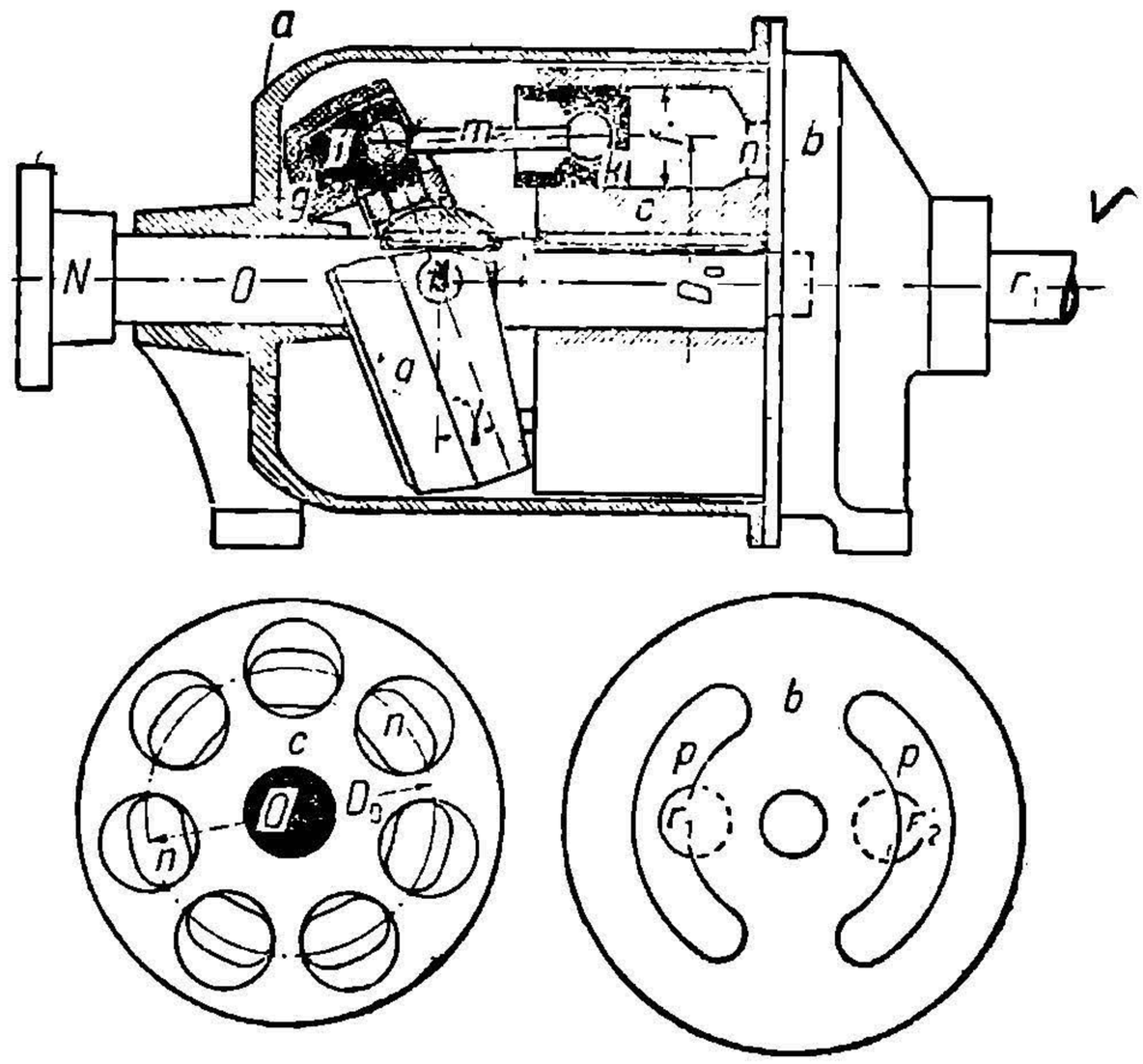
Если говорить о тепловозах с гидравлической передачей интересующей нас мощности не ниже 500 *л. с.*, то таких тепловозов в настоящее время еще не существует. Однако отсутствие их объясняется не тем, что не было попыток построить их, а лишь теми затруднениями, с которыми конструкторам пришлось столкнуться при проектировании гидравлической передачи для тепловозов значительной мощности, в то время как такая же передача была сравнительно легко осуществлена на мотовозах, т. е. тепловозах малой мощности. Имея в виду эти попытки, из которых одна была сделана при проектировании одного из советских тепловозов, мы считаем необходимым остановиться на сущности гидравлической передачи для тепловозов и на проекте тепловоза с гидравлической передачей для Советских ж. д.

Сущность гидравлической передачи для тепловозов заключается в том (фиг. 114), что приводимый двигателем тепловоза *D* от его глав-



Фиг. 114. Схема гидравлической передачи.

D—дизель, *G*—насос, *E*—турбина, *o*—отбойный вал *c*—шатуны, *r*—рама



Фиг 115. Насос Дженнея.
a—неподвижный корпус, *b*—крышка, *c*—барабан, *O*—вал, *n*—цилиндрические полости; *g*—поворачивающаяся шайба, *h*—цапфы шайбы, *i*—кольцо, *l*—шаровая поверхность, *k*—поршни, *m*—штанги, *n*—отверстия, *p*—прорезы, *r*, r_2—трубопровод

ного вала насос *G*, являющийся активным гидравлическим двигателем при помощи перекачиваемой им жидкости, приводит в движение гидравлическую турбину *E*, являющуюся пассивным двигателем, которая, в свою очередь, имея своим валом отбойный вал тепловоза *o*, приводит в движение через шатуны *c* и спарники, сцепные оси тепловоза. Пример такой схемы тепловоза с гидравлической передачей приведен на фиг. 114[1], и именно такая форма гидравлической передачи имелась нами в виду при расчетах мощности двигателей для тепловозов в главе III.

Стремление к осуществлению гидравлической передачи для тепловозов вызвано было следующими соображениями:

1. Гидравлическая передача представляет собой чрезвычайно гибкую передачу, дающую возможность в лучшей мере, чем механическая, использовать

[1] Ломоносов и Шветер. Проекты тепловозов, разработанные в 1921 — 1925 гг. в Германии для СССР. Берлин 1926, стр. 138.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

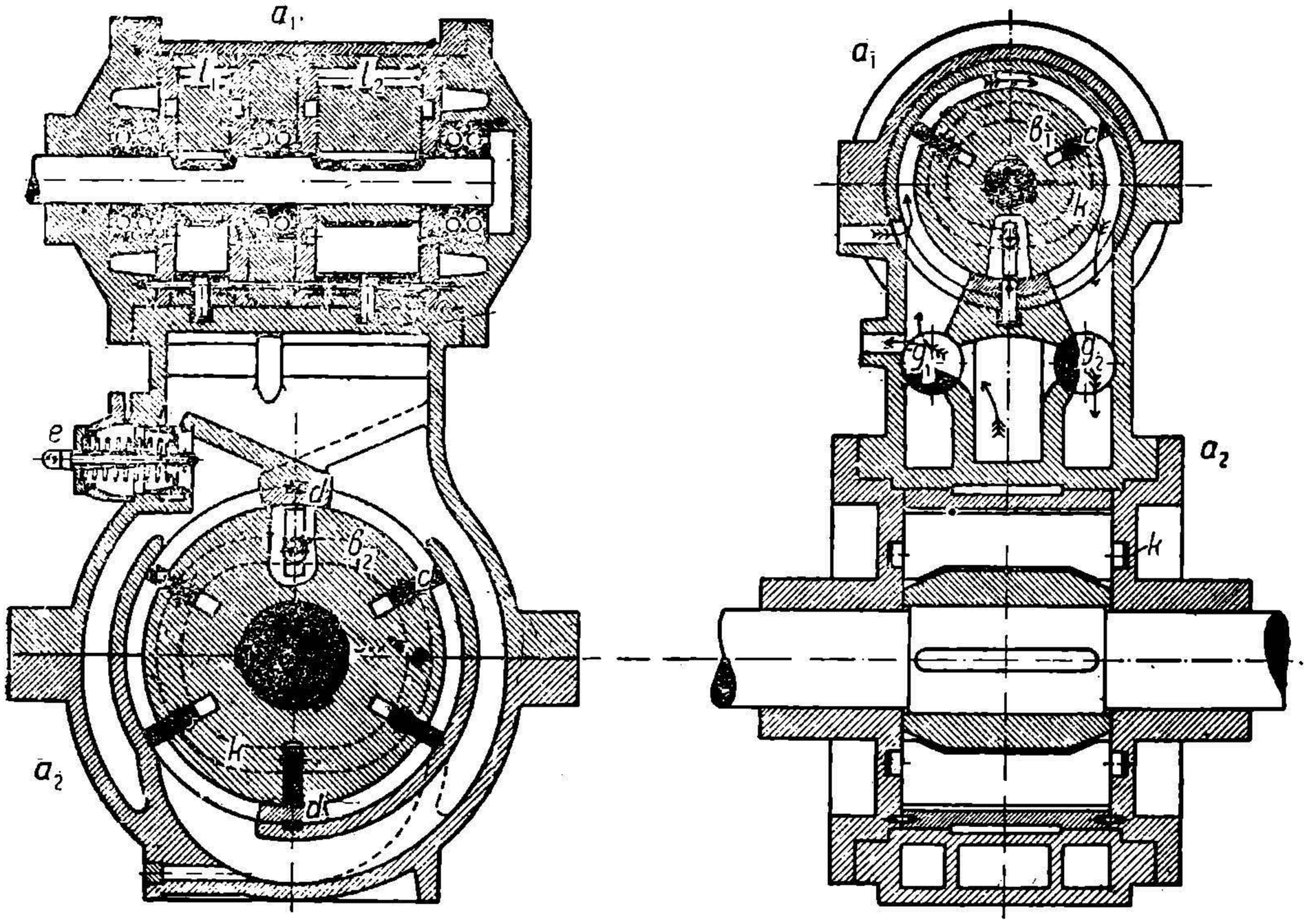
мощность главного тепловозного двигателя, число оборотов которого в данном случае не имеет абсолютно жесткой связи с числом оборотов колес тепловоза.

2. Благодаря применению в качестве передаточного тела жидкости, гидравлическая передача является одной из наиболее легких и дешевых передач.

Эти соображения явились основными при начавшемся вновь развитии тепловозной проблемы в Германии после первых неудач там с тепловозом непосредственного действия.

Способ осуществления гидравлической передачи по схеме, приведенной на фиг. 114, может быть произведен при помощи как поршневых, так и ротационных насосов.

К числу первых относится насос Дженнея, разрез которого приведен на фиг. 115



Фиг. 116. Гидравлическая передача Ленца.
a_1—насос, a_2—турбина, b_1—ротор насоса, b_2—ротор , c—лопатки, d—перегородка, e—предохранительный клапан, g_1, g_2—направляющие вентили, k—направляющие лопаток, l_1, l_2—размеры лопаток.

и к числу вторых — передача Ленца, чертеж которой приведен на фиг. 116 с ее продольным и поперечным разрезами.

Насос Дженнея. Как можно видеть из фиг. 115, насос Дженнея состоит из неподвижной коробки a, через которую проходит конец вала двигателя O, другой конец которого входит в крышку коробки b.

Внутри коробки наглухо на валу насажен барабан c с выточенными в нем цилиндрическими полостями f. Кроме того в коробке a помещена шайба g, которая может поворачиваться в плоскости перпендикулярной чертежу на цапфах h, вращающихся в боковых стенках коробки a. На шайбу g уложено кольцо i, которое может принимать вместе с шайбой различные положения по отношению к валу O, перемещаясь на нем по шаровой поверхности l; кроме того кольцо это может вращаться вместе с валом, скользя при этом по шайбе g. Вращение же кольца i происходит вследствие того, что при вращении вала O, а вместе с ним и барабана c, получают вращение и поршни k, помещенные в цилиндрических полостях барабана и, при помощи штанг одной и той же длины m, шарнирно соединенные с коль-

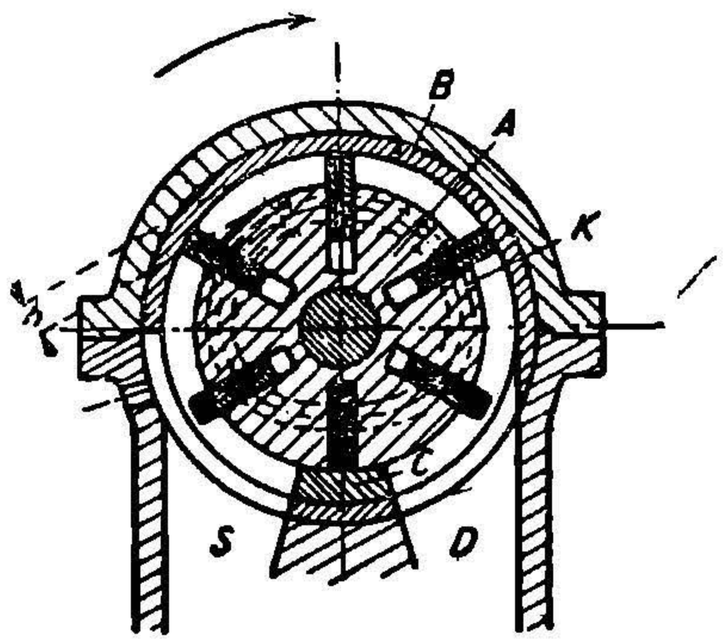
НТБ УДУНТ (ДІІТ)

цом i. Через отверстия n цилиндрические полости сообщаются, при помощи прорезей p в крышке b, с трубами r_1 и r_2

Если теперь коробку и трубы заполнить маслом, то, при вращении вала и при некотором наклонном положении шайбы g, поршеньки k начнут совершать попеременные движения вперед и назад, засасывая при полуобороте вала по одной из труб масло и нагнетая его при следующем полуобороте по другой трубе.

Созданная таким образом циркуляция масла совершает работу, которая может приводить в движение оси тепловоза, если они тем или другим способом будут соединены с турбиной, находящейся под действием циркулирующего масла. При этом работа эта будет пропорциональна длине хода поршеньков, которая в свою очередь будет зависеть от угла наклона шайбы g. При вертикальном положении шайбы, ход поршней, а вместе с ним и работа насоса, будут равны нулю. Плавно изменяя наклон шайбы, можно получить чрезвычайно гибкое управление тепловозом с плавным изменением передаточного числа ν, а также изменение и направления движения тепловоза, если шайбе g придать наклон в противоположную сторону.

Передача Ленца. Рассматривая фиг. 116 с передачей Ленца, мы видим два идентично работающих двигателя: один в одном направлении с валом тепловозного дизеля и другой в направлении поперечном к нему. Как в первом—активном, так и во втором пассивном, гидравлическом двигателе внутри их коробок a_1 и a_2 вращаются роторы b_1 и b_2 с лопатками c, которые имеют радикальное перемещение, управляемое боковыми канавками k, криволинейно расположенными в крышках коробок a_1 и a_2 (фиг. 117).



Фиг. 117. Элементы гидравлической передачи Ленца. *A*—ротор, *B*—втулка, *C*—перегородка, *D*—полость нагнетания, *S*—полость всасывания, *k*—направляющий канал для лопаток, *h*—высота лопатки.

Такое укрепление лопаток в роторе вызывается прежде всего необходимостью осуществить в коробке полостей всасывания и нагнетания, которые разделяются промежутком d. В целях наибольшего уплотнения последний касается ротора по краям лопаток, а непосредственно. Это условие требует, таким образом, чтобы лопатки, проходя промежуток d, уходили внутрь ротора. Наряду с этим такое укрепление лопаток предохраняет от износа трущиеся части, поскольку направляющие канавки поглощают развиваемые лопатками центробежные усилия.

Как видно из фиг. 116, насос Ленца является двойным, причем ширина лопаток l_1 левого комплекта короче ширины лопаток l_2 правого. Обе части насоса могут работать в отдельности и вместе. Такая конструкция позволяет при одном и том же числе оборотов двигателя осуществлять различные вращающие моменты, в данном случае — трех величин. Без такого устройства, т. е. при наличии лопаток лишь одной ширины, могло бы быть осуществлено лишь одно значение передаточного числа ν. В данном же случае мы имеем три значения передаточного числа. Все это указывает, что передаточное устройство Ленца не дает, как насос Джонея, непрерывного изменения передаточного числа ν, а является передачей ступенчатой.

В конструкциях, разработанных Ленцом, число ступеней достигает семи.

В целях перемены хода локомотива передача Ленца имеет краны g_1 и g_2, которые меняют направление движения жидкости. На случай же необходимости выключить насос из действия при включенных камерах, передача снабжена перепускным клапаном, который соединяет всасывающую и нагнетательную полости.

Как можно было понять из предыдущего, отдельные части гидравлической передачи — насос и турбина—не требуют обязательного помещения их в одном корпусе, так как обе они могут быть соединены между собой при помощи труб на том или другом расстоянии.

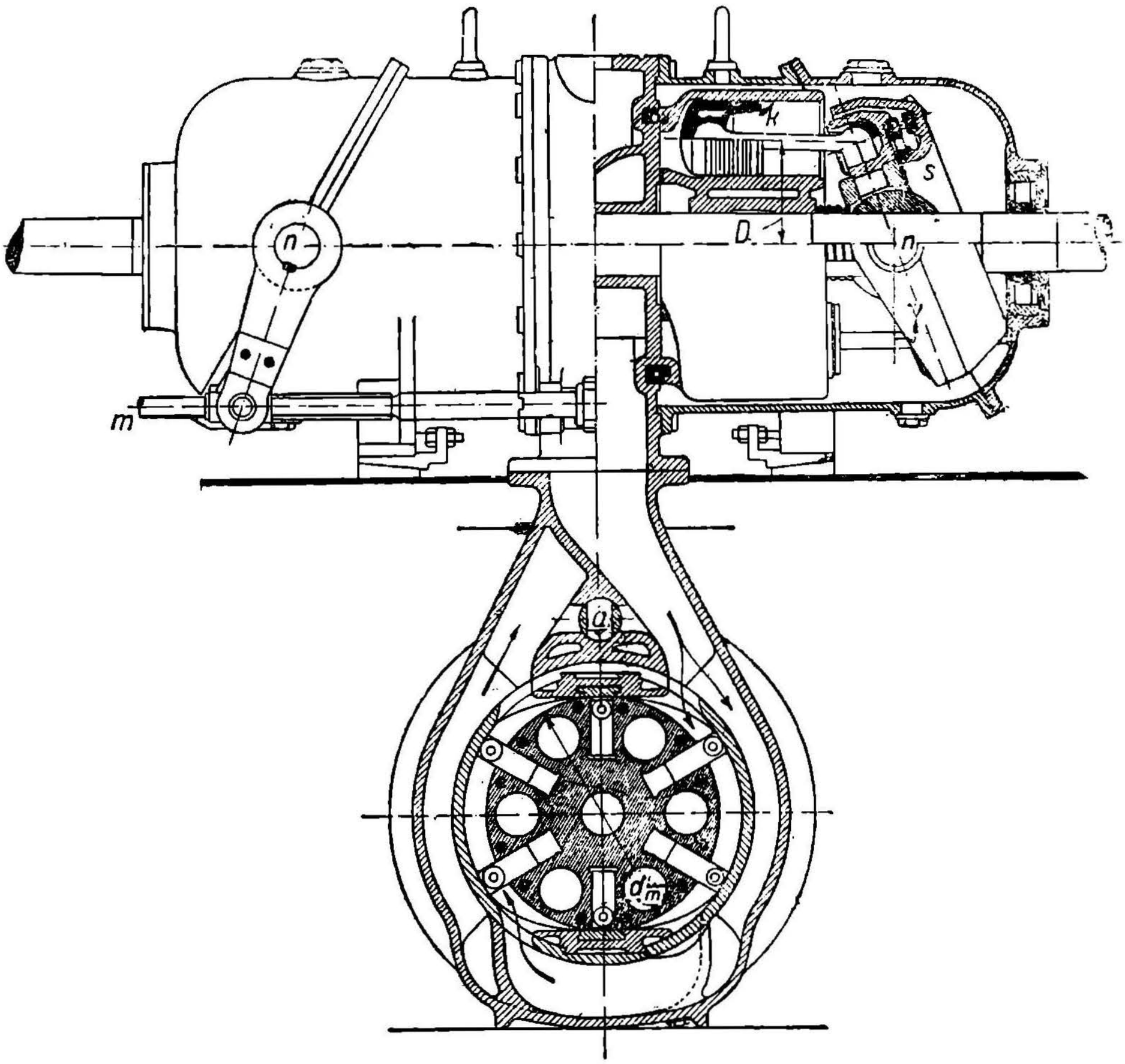
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Недостаток передачи Ленца, а именно ее ступенчатость, вызвала появление новых конструкций, которые устранили этот недостаток и осуществили передачу с непрерывным изменением передаточного числа ν. К таким конструкциям относятся передачи: Шумахера[1], Шварцкопф Хувилера[2] и Розена[2], которые, однако, не разрешили, также как и Ленц, вопроса о передаче значительной мощности, почему в настоящем описании эти передачи и не рассматриваются.

К числу гидравлических передач с поршневыми двигателями необходимо, кроме передачи Дженнея, отнести и передачи: Хель Шоу[3] и Лауф-Тома[2], которые не описываются по тем же соображениям как и предыдущие.

Передача Мейнеке. Как уже было отмечено выше, гидравлическая передача была запроектирована и для одного из советских тепловозов. Проект этот предшествовал описанному выше тепловозу с механической передачей и был разработан под влиянием увлечения в то время гидравлической передачей в Германии.

Тепловоз был намечен с двигателем в 1200 *л. с.*; для такой мощности гидравлическая передача еще ни разу не проектировалась. Инициатор этого проекта Мейнеке предложил свой проект гидравлической передачи, представляющий комбинацию двух систем: Дженнея и Ленца (фиг. 118).



Фиг. 118. Передача Мейнеке.

[1] Ломоносов и Шветер. Проекты тепловозов. Берлин, 1926, стр. 149.
[2] М. Зюб[illegible]ркрюб. Тяговые передачи локомотивов. Москва, 1933, стр. 113—118.
[3] И. И. Куколевский. Гидравлические трансформаторы (редуктора) и гидромуфты. Москва, 1933.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Насос в передаче Мейнеке выполнен в виде двойного насоса Дженнея, соединенного через эластичную муфту с валом тепловозного двигателя. Турбина передачи спроектирована по Ленцу и посажена на отбойный вал тепловоза, связанный с движущими осями последнего.

Размеры передачи были взяты при условии помещения ее в пределах габарита на тепловозе. Число цилиндров m с одной стороны насоса запроектировано в количестве семи, с диаметром в 180 *мм*. Расстояние D между осями насоса и цилиндров, определяющее ход поршней в насосе, взято было равным 500 *мм*. Коробка насоса примыкала непосредственно к кожуху турбины, причем в переходной части между ними были помещены впускные и выпускные каналы.

Рабочий объем насоса v_g определяется таким образом величиной

$$v_g = m \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \gamma = 178\,000 \operatorname{tg} \gamma \ \ см^3$$

и рабочий объем турбины

$$v_m = \pi (d_m + h) bh = \text{const} = 170\,000 \ \ см^3,$$

где d_m — диаметр ротора,
h — высота лопаток и
b — ширина лопаток.

Отношение же $\frac{v_m}{v_g}$, определяющее передаточное число ν получилось равным

$$\frac{v_m}{v_g} = \frac{170\,000}{178\,000} \operatorname{ctg} \gamma = 0{,}955.$$

Сила тяги F_k, при эффективном давлении двигателя $p_e = 6$ и к. п. д. от вала до обода движущих колес, равном 0,85, получилась, при взятом двигателе МАН марки 6*V*45/42 равной

$$F_k = 3180 \operatorname{ctg} \gamma;$$

при максимальном отклонении шайбы насоса на угол в 20° сила тяги опускалась до 8600 *кг*. Более низкие значения силы тяги могли быть получены только за счет уменьшения давления p_e.

При максимальной силе тяги $F_k = 15\,000$ *кг* и мощности на ободе $N_k = 1200$ *л. с.* давление масла получалось по подсчету равным 32 *кг/см²*. Принимая во внимание, что при трогании с места сила тяги достигает нередко 25 000 *кг*, максимальное давление масла могло получиться равным 53 *кг/см²*, и на это давление должны были быть рассчитаны все части передачи. Кожух турбины потребовал усиления его ребрами. Над средней частью кожуха был предусмотрен особый резервуар, предназначавшийся на случай теплового расширения насоса и рабочей жидкости. Резервуар этот был снабжен предохранительным клапаном. Кроме того, у передачи был поставлен перепускной кран *a* с ручным управлением на тот случай, если бы потребовалось выключить передачу из действия при любом положении шайбы насоса.

Особые затруднения перед постройкой передачи возникли при намерении осуществить шариковые подшипники между шайбой и подвижным кольцом насоса, так как при давлении в 53 *кг/см²* нормальное давление на кольцо достигало 70 *т*. Шариковые подшипники испытывали при этом такие напряжения, что ни одна фирма не взялась изготовить их.

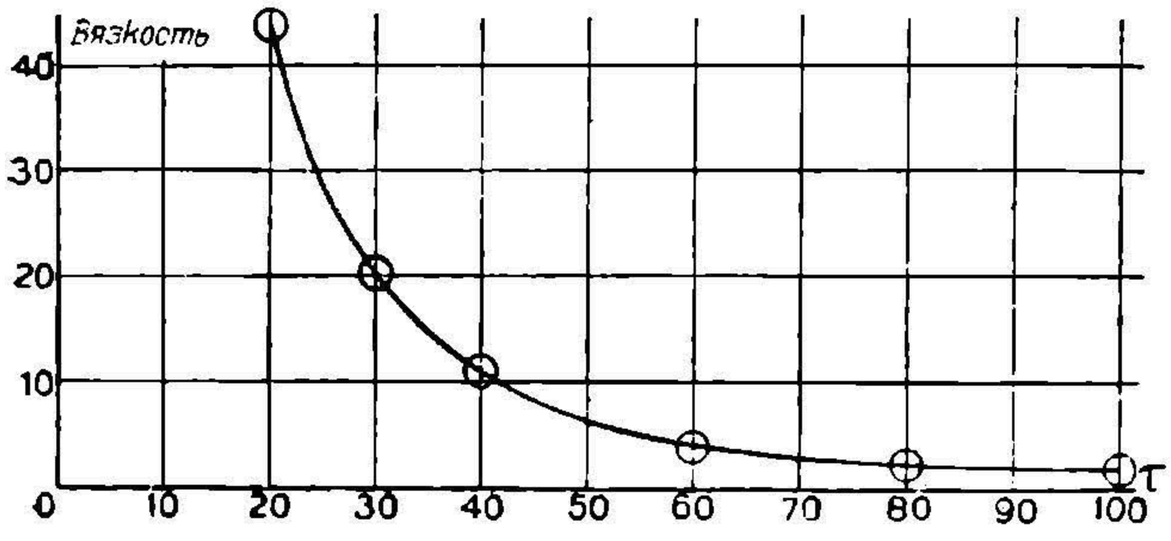
Вследствие этих неудач, а также под влиянием новых идей, побудивших перейти к разработке механической передачи, гидравлическая передача для советского тепловоза была отменена и тепловоз вышел с механической передачей, описанной выше.

Тепловоз с гидравлической передачей — Шумахера и Ленца, заказанный в то же время для германских государственных ж. д. заводу Линке-Гофман, мощно-

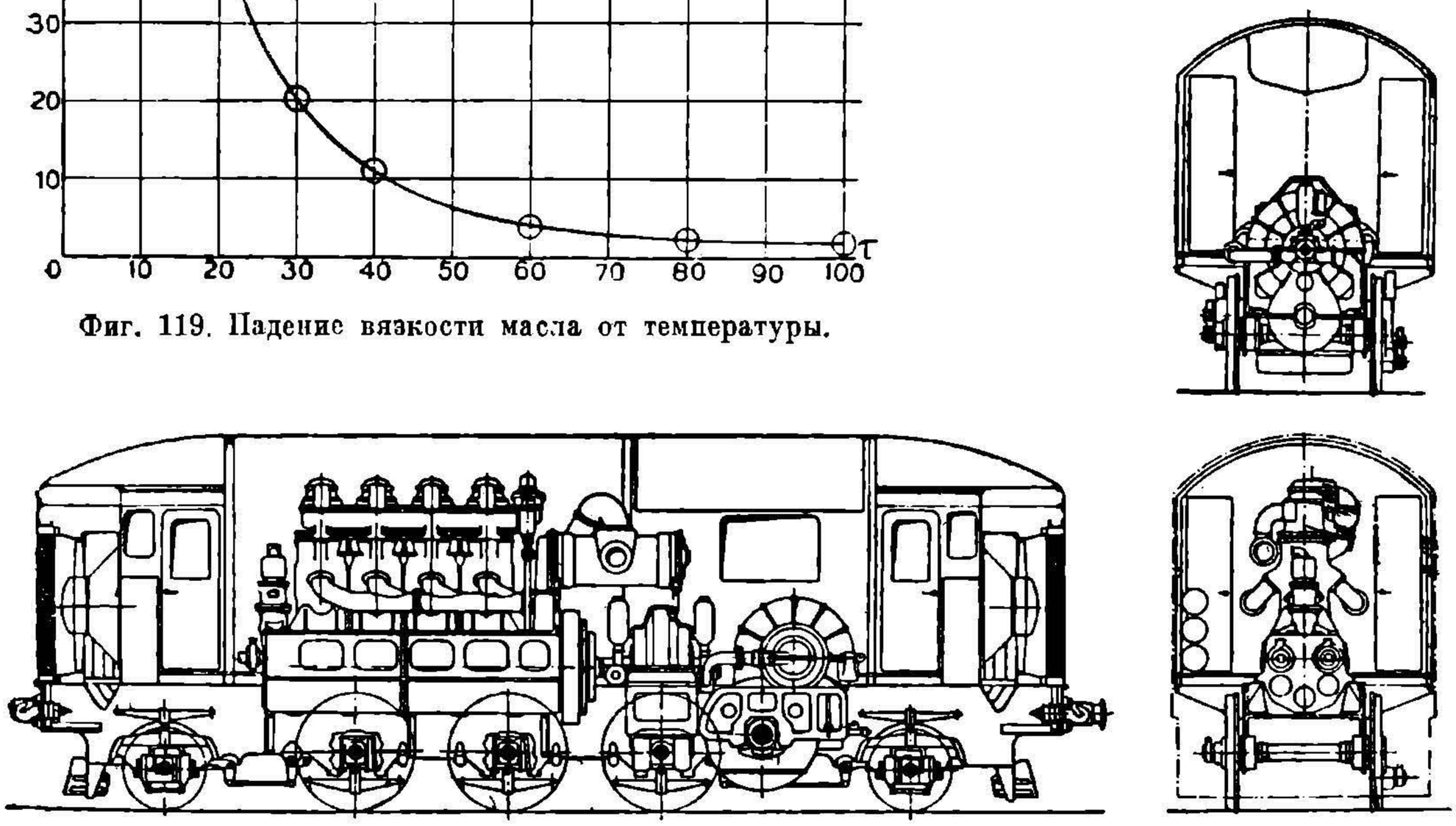
НБ УДУНТ (ДІІТ)

стью свыше 1000 *л. с.*, остался невыполненным, после того как результаты испытания тепловоза, построенного заводом с такой же передачей мощностью в 440 *л. с.* оказались мало удовлетворительными. Его к. п. д. не превышал 17,5%.[1]

При осуществлении гидравлической передачи, как выявилось из испытания мотовозов с такой передачей, должно быть уделено особое внимание нагреванию масла, являющегося рабочим телом передачи. Количество тепла, которое поглощается маслом при работе передачи, определяется потерями в самой передаче, возникающими, главным образом, от сопротивления жидкости движению. Из общего количества потерь в гидравлической передаче, составляющих в среднем около 35% от передаваемой мощности, некоторая доля приходится на потери от утечки масла через неплотности, а остальной процент падает на сопротивления, которые вызывают повышение температуры масла, а вместе с тем и понижение его вязкости. Последнее же обстоятельство понижает в свою очередь к. п. д. передачи. Насколько вязкость масла понижается при повышении температуры свидетельствует диаграмма на фиг. 119, полученная в результате опытов с мотовозом Ген-



Фиг. 119. Падение вязкости масла от температуры.



Фиг. 120. Тепловоз типа 1—3—1 с гидромеханической передачей Шнейдера.

шеля на германских ж. д.[2] В качестве рабочего тела для передачи здесь была применена смесь смазочного моторного масла с обыкновенным минеральным маслом.

Для того, чтобы вязкость масла оставалась в должных пределах температура его не должна превосходить также определенного предела в 40—50° С. Это условие вызывает необходимость охлаждать масло передачи, и, как выяснилось из опытов с мотовозами[3], охлаждающая поверхность холодильника для этой цели должна составить около 0,13 $м^2/л.\ с.$ передаваемой мощности, в то время как для охлаждения двигателя требуется около 0,27 $м^2/л.\ с.$ передаваемой мощности. Таким образом при гидравлической передаче одним из серьезных вопросов является

---

[1] H. Nordman. Über Diesellokomotiven unter besonderer Berücksichtigung der Versuchsergebnisse der Dieseldruckluftlokomotive der Deutschen Reichsbann.
Glasers Annalen. 1931, № 1307, I. XII.

[2] G. Lomonossoff. Diesellokomotiven. Berlin, 1929, стр. 191.

[3] G. Lomonossoff. Diesellokomotiven. Berlin, 1929, стр. 193.

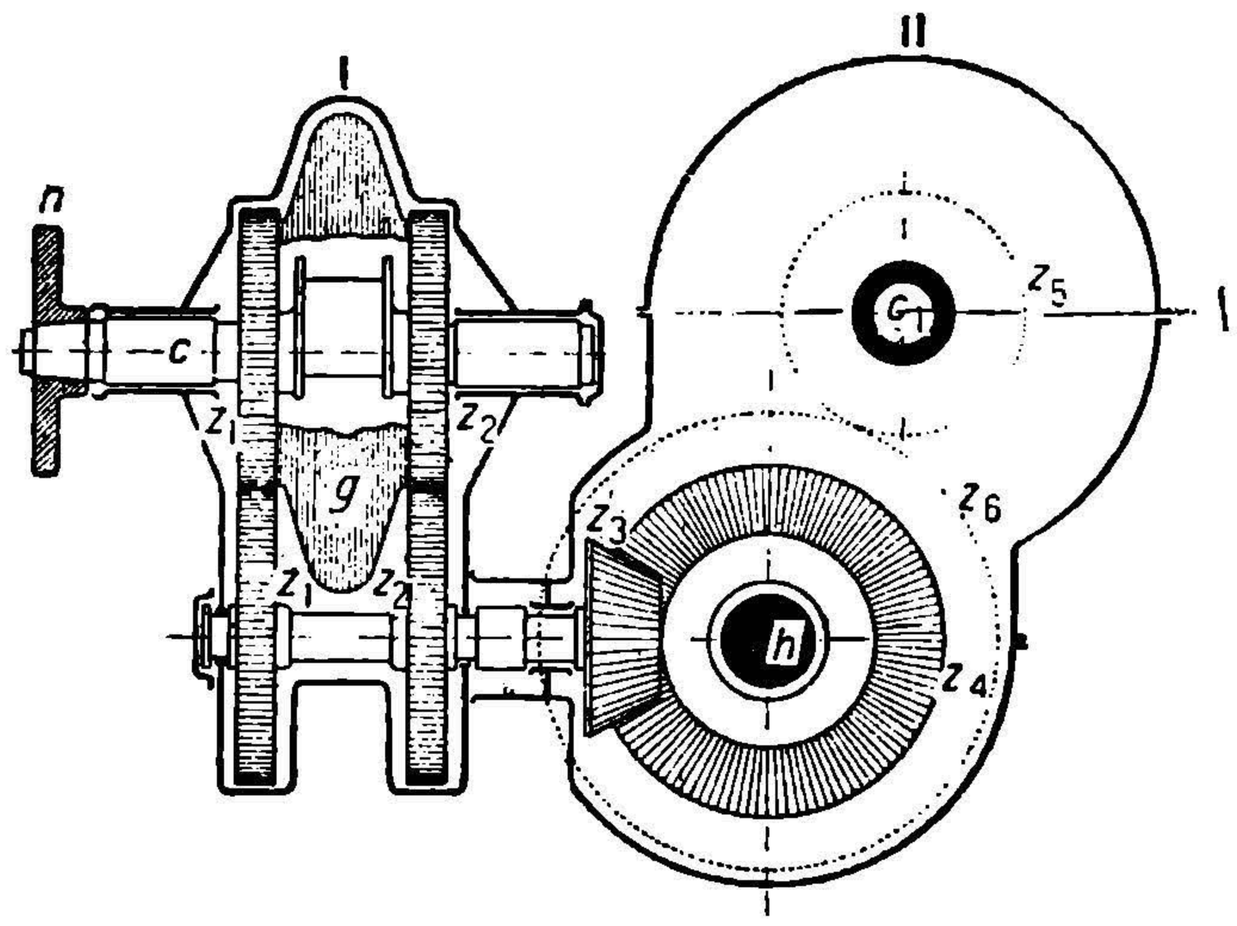
НБ УДУНТ (ДІІТ)

вопрос о холодильнике; этот холодильник по своим размерам должен составлять около 50% от размеров холодильника, установленного на том же тепловозе для охлаждения двигателя.

Гидромеханическая передача. Неудачи с осуществлением тепловозов значительной мощности с чистой гидравлической передачей побудили конструкторов к созданию тепловозов с передачей полугидравлической, полумеханической, иначе говоря, с передачей гидромеханической. К числу таких тепловозов надо отнести тепловоз мощностью 500 *л. с.*, построенный в 1925 г заводом Винтертур в Швейцарии с передачей Шнейдера.

Тепловоз типа 1—3—1 с передачей Шнейдера (фиг. 120) Схематический чертеж передачи приведен на фиг. 121, где *n*—муфта сцепления вала тепловозного двигателя с полым валом передачи *c*, и *h*—отбойный вал тепловоза, заключенный в кожух передачи. Передача вращающего момента двигателя от вала *c* к валу *h* может производиться как чисто механическим путем через систему зубчатых колес: цилиндрических z_1, z_2 и z_5, z_6 и конических z_3 z_4 — так и при помощи смешанной —гидромеханической передачи. Приэтом гидравлическая передача осуществляется при помощи двух гидравлических поршневых двигателей, помещенных: один на вращающемся валу *c*, и другой—на невращающемся валу c_1.

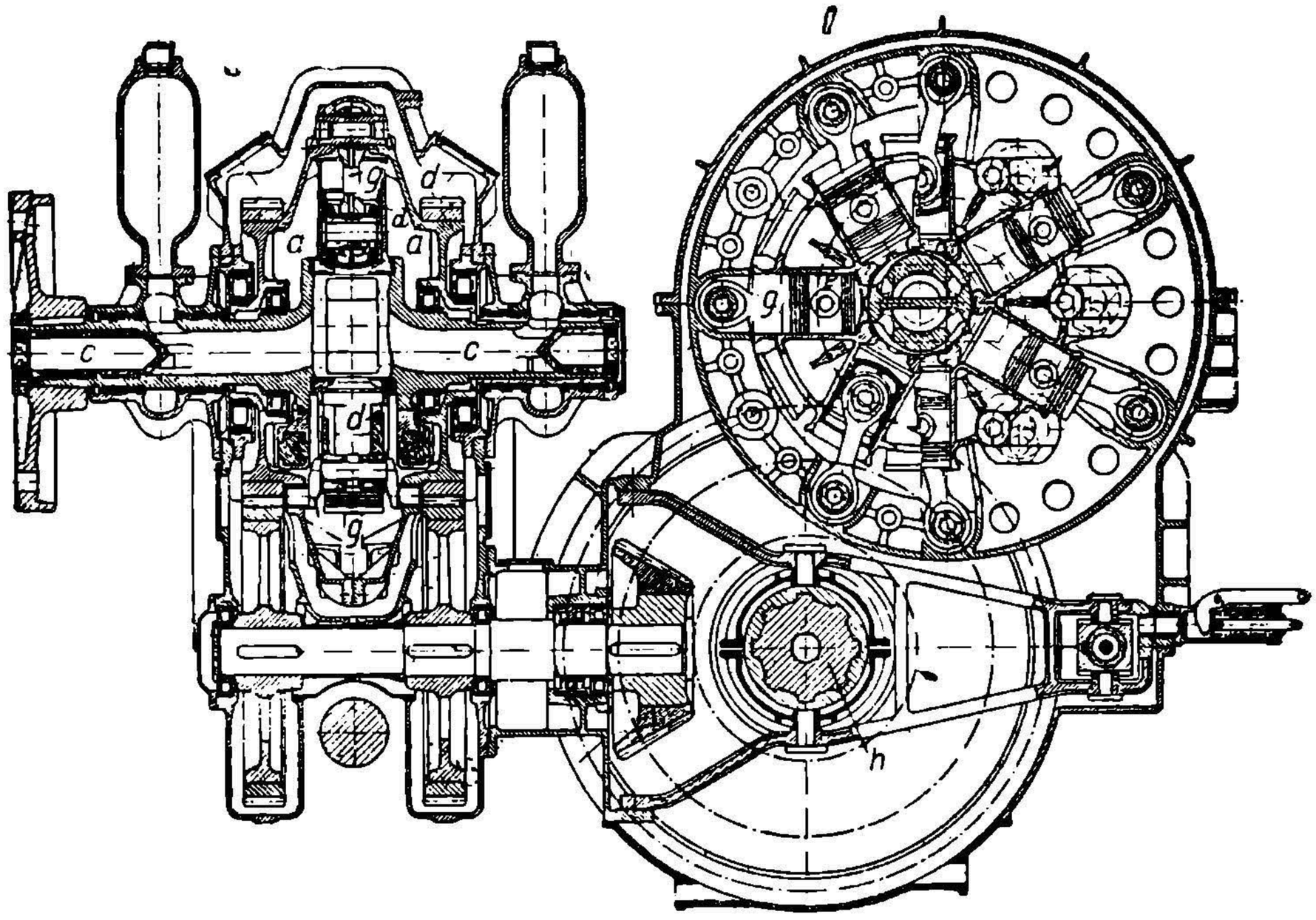
Валы эти полые и соединяются своими полостями как с окружающими их блоками цилиндров *d* и *d*., так и между собой, при помощи труб *k* (фиг. 122)



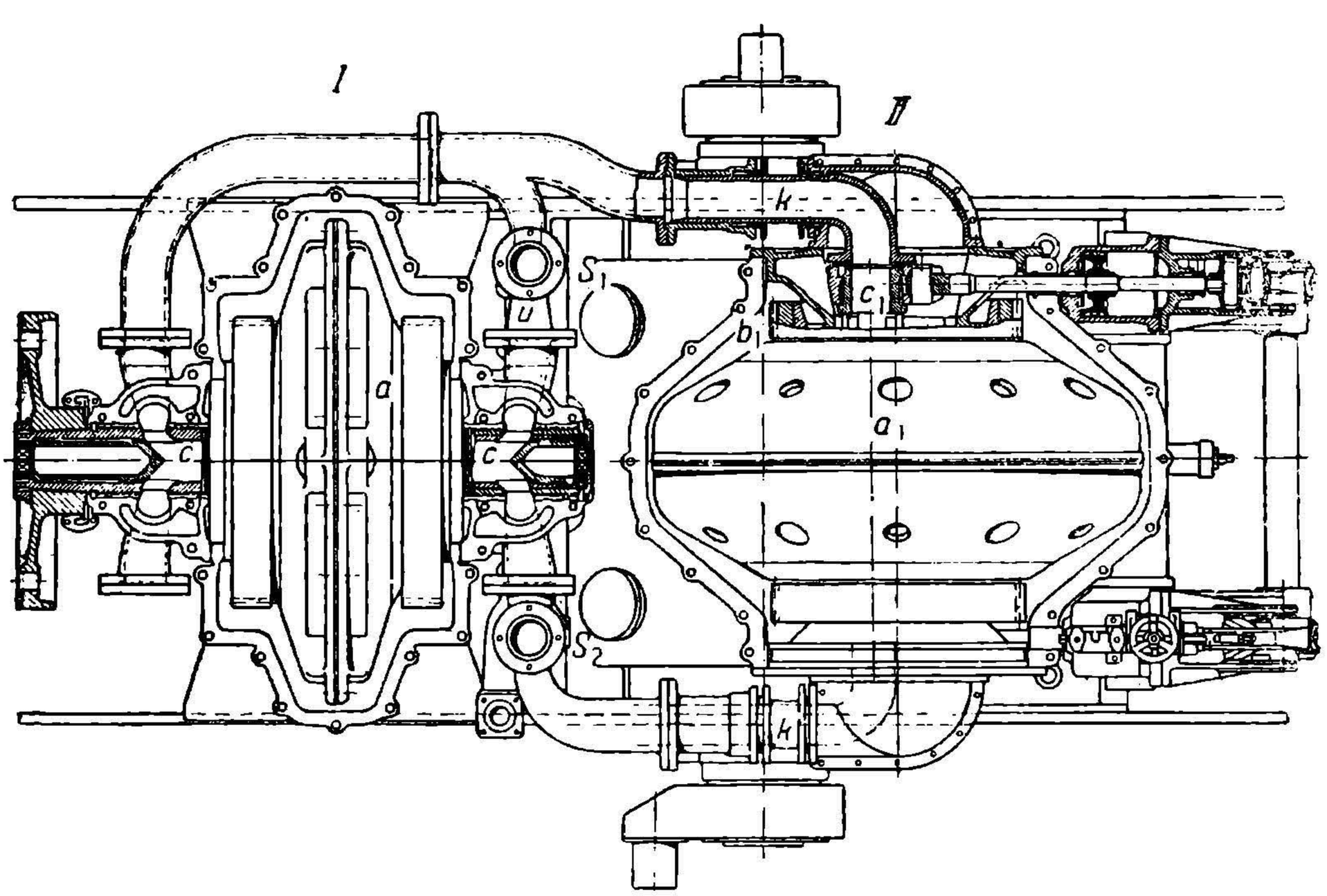
Фиг. 121. Гидромеханическая передача Шнейдера (схема).
I—насос, *II*—турбина, *c*—вал насоса, c_1—вал турбины, *h*—отбойный вал, z_1 z_2, z_5 z_6—цилиндрические шестерни, z_3 z_4—конические шестерни.

Активный двигатель на валу *c* состоит из цилиндрового блока *d*, свободно сидящего на колене вала *c*, и ротора *a*, также вращающегося на валу *c* на шариковых подшипниках. Внутри ротора к его обойме *a* подвешены шатуны поршней *g* Снаружи ротор наглухо соединен с зубчатыми колесами z_1, z_2,которые при работе насоса изменяют скорость своего вращения в отношении скорости вращения вала *c*. При неподвижном состоянии насоса, а следовательно и жидкости, зубчатые колеса z_1, z_2 делают то же число оборотов, что и вал *c*. Под действием активного двигателя жидкость через полый вал *c* и по трубе *k* подводится к полому валу c_1, на котором свободно насажен двенадцатицилиндровый блок пассивного двигателя. Поршни этих цилиндров, при помощи шатунов, связаны с обоймой a_1 ротора пассивного двигателя. В отличие от активного двигателя работа пассивного двигателя происходит от горизонтального перемещения вала c_1 в ту или другую сторону от его центрального положения, когда поршни получают возможность двигаться в цилиндрах. При центральном же положении вала c_1 ход порш-

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 122а. Разрез передачи Шнейдера.



Фиг. 122б. План передачи Шнейдера.

Фиг. 122 (а, б). Гидромеханическая передача Шнейдера.
I—насос, *II*—турбина, *a*—обойма ротора насоса, a_1—обойма ротора турбины, *c*—вал насоса, c_1—вал турбины, *d*—цилиндровый блок насоса, *g*, g_1—шатуны поршней, *h*—отбойный вал, *k*—соединительные трубы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ней равен нулю. Боковое перемещение вала производится сервомотором s; при этом перемещаются в сальниках и трубы k. Под влиянием движения поршней начинает вращаться ротор a_1, который передает свой вращающий момент через двухстороннюю зубчатую передачу z_6 z_5 отбойному валу тепловоза h. Для осуществления этой передачи зубчатки z_6 находятся на отбойном валу, а зубчатки z_5 соединены наглухо с ротором пассивного двигателя и не дают ротору перемещаться вместе с валом c_1 при включении сервомотора. Из сделанного описания становится понятным, что, при нахождении вала c_1 в центральном положении, действует только механическая передача; гидравлическая же бездействует, так как жидкость не имеет возможности циркулировать. По смыслу передачи Шнейдера гидравлические двигатели должны включаться при трогании тепловоза с места и в наиболее трудных условиях пути. Сервомоторы устанавливают в таком случае вал c_1 в одно из крайних положений и этим дают возможность жидкости циркулировать. Под влиянием вращения вала приходит в движение ротор активного двигателя, и вместе с ними начинают действовать и зубчатые передачи z_1, z_2 и z_3 z_4.

Перекачиваемая активным двигателем жидкость в двигатель пассивный приводит в действие и зубчатую передачу z_5 z_6. Таким образом отбойный вал h получает движение как со стороны активного, так и со стороны пассивного двигателя.

Описанная передача при испытании ее Остертагом [1] дала к.п.д. от 74 до 93%, показав тем самым, что соединение гидравлической передачи с механической значительно повышает ее отдачу. Однако чрезвычайная сложность передачи Шнейдера помешала повидимому распространению таких тепловозов; по-крайней мере после первого опыта следующей постройки не повторилось.

Гидравлические умформеры. Другим опытом гидромеханической передачи является соединение одноступенчатой механической передачи с гидравлическим преобразователем числа оборотов, а вместе с ним и вращающего момента дизеля. Основоположником такого преобразователя или умформера является Феттингер, который дал проект тепловоза в 1000 *л с* [2]., оставшийся однако неосуществленным, так как в данном случае умформер не исключал собой коробки скоростей. Первый умформер Феттингера являлся скорее гидромуфтой, чем умформером. В действительный преобразователь вращающего момента этот прибор несколько позднее был развит Коатсом.

Сущность того и другого гидравлического прибора заключается в том, что на ведущий вал первичного двигателя насаживается центробежный насос, против которого на ведомом валу, ось которого совпадает с осью ведущего вала, насажена гидравлическая турбина. Центробежный насос выбрасывает с напором жидкость в виде вращающегося кругового потока непосредственно на лопатки турбины; после произведенной работы жидкость вновь засасывается насосом. Вследствие развиваемой жидкостью центробежной силы вращающий момент на ведомом валу изменяется пропорциональпо квадрату числа оборотов ведущего вала.

Эффект совместной работы насоса и турбины зависит от установки их лопаточных винтов, концы которых должны быть загнуты по направлению друг к другу для того, чтобы устранить потери от ударов жидкости. Между двумя лопаточными винтами установлен направляющий аппарат для жидкости, выходящей из турбины и засасываемой центробежным насосом. Этот аппарат не вращается, а крепится на втулке ведомого вала. У Коатса он снабжен разрезными лопатками, которые, будучи шарнирно укреплены, могут отклоняться в зависимости от угла, образуемого между ними, и от количества выходящей из турбины отработанной жидкости, вследствие чего к. п. д. передачи повышается. Благодаря наличию такого направляющего аппарата имеется возможность изменять вращающий момент двигателя, повышая его до 3—3,5 кратного размера. Наибольший же к. п. д. этого преобразователя получается в том случае, когда число оборотов турбины отвечает числу оборотов дизеля. При несовпадении числа оборотов между обоими половинами преобразователя происходит его проскальзывание, которое и понижает к. п. д. передачи, вследствие потерь от ударов жидкости.

---

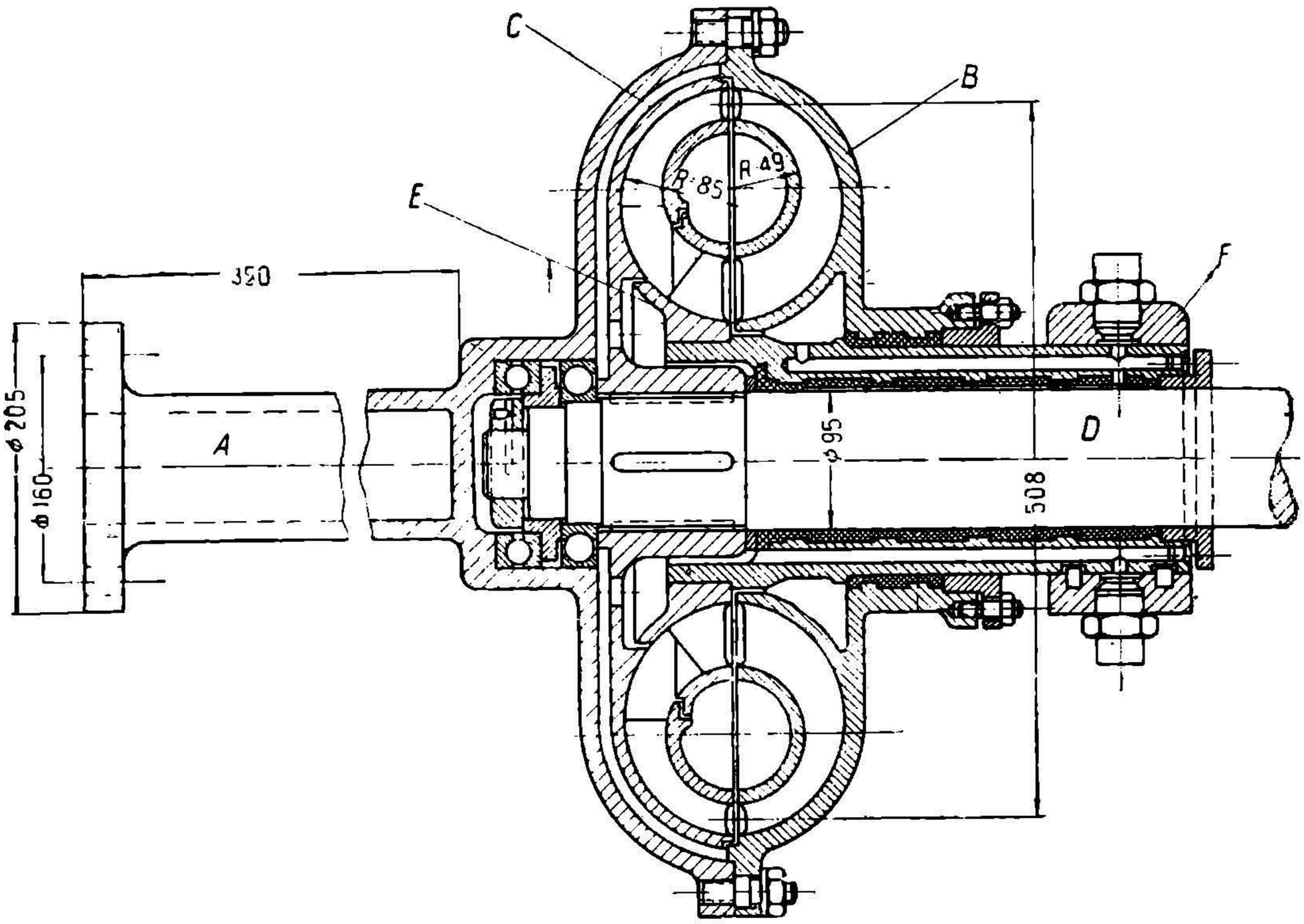
[1] Zeitschritt des V. D. J. 1925, стр. 502—504
V D. J. Dieselmaschinen. II 1926, стр. 36.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На фиг. 123 приведен разрез умформера, спроектированного в настоящее время по типу Коатса Тепловозной лабораторией ММИ им. Баумана Фиг. 123 поясняет его устройство. Жидкость подводится через верхний (у глухой опоры *F*) трубопровод и по каналам во втулке направляющего аппарата *E* подается к насосу *B*. Последний, будучи соединен с ведущим валом *A*, начинает работать вместе с валом двигателя тепловоза.

Под действием работы насоса *B* жидкость попадает на лопатки турбины *C* и приводит ее в движение вместе с ведомым валом *D*, на котором колесо турбины насажено наглухо. Ведомый вал *D* имеет одну геометрическую ось с ведущим валом *A* и своим концом (слева) вращается внутри вала *A* на роликовых подшипниках; остальной же частью своей опорной поверхности вал *D* работает внутри втулки направляющего аппарата залитой белым металлом.

Выходящая из турбины жидкость засасывается опять насосом через направляющий аппарат *E* и может кроме того отводиться по нижным каналам втулки направляющего аппарата в трубопровод через нижнее отверстие у глухой опоры *F*.



Фиг. 123. Гидравлический умформер. *A*—ведущий вал; *B*—насос; *C*—турбина; *D*—ведомый вал; *E*—направляющий аппарат; *F*—глухая опора со втулкой направляющего аппарата и подводящим и отводящим масло трубопроводами.

Применение гидравлических умформеров произведено пока только на мотовозах, почему подробно на них мы здесь и не останавливаемся.

Таким образом гидравлическая передача, как чистая, так и смешанная, не нашла еще себе применение на тепловозах значительной мощности.[2]

---

[1] „Локомотивостроение". Сборник 6-й 1934, стр. 122-124.

[2] Тепловоз типа 1-3-1 мощностью 500 *л. с.*, построенный заводом Армстронг в Англии для чилийских ж. д. и именующийся тепловозом с гидравлической передачей, имеет только гидравлическую главную муфту, в то время как самая передача осуществлена механической.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

8. ТЕПЛОВОЗЫ С ГАЗОВОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Газ — в виде воздуха, водяного пара, продуктов сгоревшего топлива или, наконец, в виде той или другой смеси их—представляет собою, наравне с твердым телом механической передачи и с жидким—гидравлической, третий возможный вид рабочего тела для передачи энергии от двигателя внутреннего сгорания к движущим осям тепловоза.

Газовая передача требует для своего осуществления установки газовых машин и уподобляется в этом отношении передаче гидравлической, которая в своем устройстве основана на применении гидравлических насосов и турбин. Механическая передача никаких машин внутри себя не имеет и является поэтому из передач простейшей. Применение же в качестве рабочего тела сжимаемого газа делает газовую передачу из числа передач, нами рассмотренных, наиболее гибкой.

Принцип работы газовой передачи основан на доведении газа до определенного давления и на последующем расширении его в рабочей машине, связанной с движущими осями тепловоза. Сжатие газа при этом может производиться:

1) специальным компрессором, приводимым в движение главным двигателем тепловоза;

2) дизель—компрессором, представляющим собой соединение главного двигателя тепловоза с компрессором в одной машине и

3) особой конструкции генератором, который, являясь первичным двигателем тепловоза, готовит рабочий газ необходимого давления в виде продуктов сгорания топлива.

В качестве рабочей машины при всех формах приготовления рабочего газа имеется в виду машина паровозного типа.

Это последнее обстоятельство являлось до последнего времени одним из веских доводов за введение тепловозов с газовой передачей, так как при этом имелось в виду производить переделку в тепловозы паровозов. Вместе с тем казалось, что сохранение на тепловозе машины паровозного типа значительно упростит обращение с ним.

Кроме этих технических соображений, в пользу газовой передачи выдвигались и доводы теплотехники о возможном повышении к. п. д. локомотива за счет использования тепла отходящих газов, которые могут итти в данном случае как на подогрев рабочего газа, так и для непосредственного использования их в рабочей машине.

Применяя в качестве рабочего тела газ, необходимо считаться с основными законами, управляющими газами в отношении их объема, давления и температуры. Законы эти дают следующие формулы:

$$pv = GRT,$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^n$$

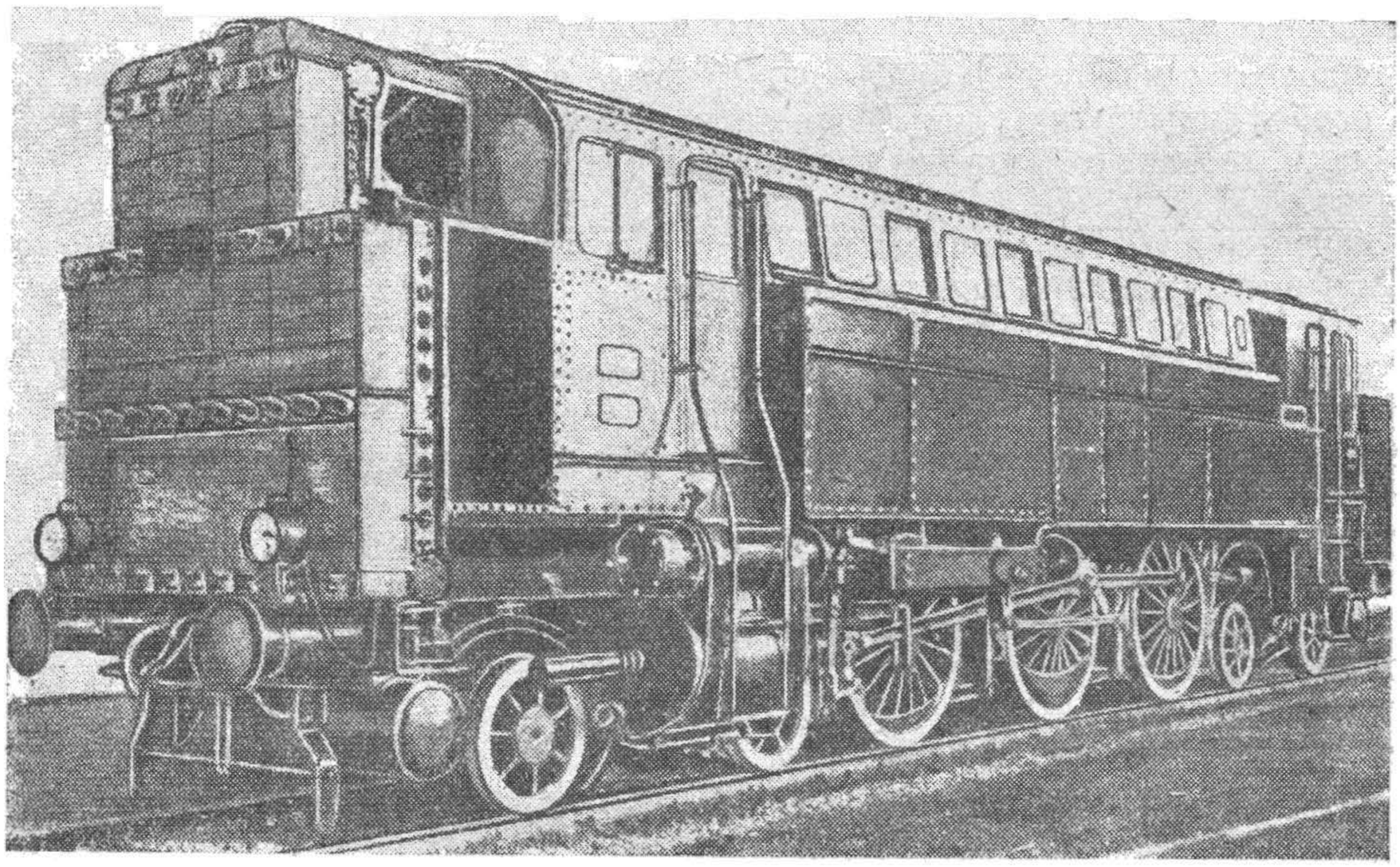
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

где p — абс давление в *кг/см²*,
p_1 — абс. давление в *кг/см²* начальное,
p_2 — абс. давление в *кг/см²* конечное,
T — абсолютная температура.
T_1 — абсолютная температура начальная,
T_2 — абсолютная температура конечная.
n — показатель степени равный при адиабате 1,41, и при изотерме 1,0,
G — вес газа в *кг*,
R — газовая постоянная, равная для воздуха 29,27.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Подчиняясь общим законам, отдельные виды газов требуют однако и отдельного к каждому из них подхода. Так, например, температура пара или продуктов сгорания может быть свободно допущена для работы в машине в 350° С и даже несколько выше. В то же самое время температура рабочего воздуха такой быть не должна, так как при такой температуре кислород воздуха легко может произвести в рабочей машине вспышку смазочного масла, иначе говоря, устроить взрыв. Таким образом конечная температура воздуха, а следовательно и давление его не могут быть допущены свыше определенных пределов. Таким предельным давлением на основании изложенных соображений является 7 *ат*, при условии все же охлаждения компрессора. С другой стороны воздух, расширяясь в рабочей машине и теряя таким образом свое давление, может при недостаточной начальной температуре оказаться с конечной температурой ниже 0° С и заморозить этим самым цилиндры рабочей машины.

Если же использовать в качестве рабочего тела продукты сгорания топлива, то температура их может угрожать передаточным клапанам и деталям рабочей машины. Поэтому в данном случае прибегают к охлаждению газов, впрыскивая в них воду, и тем создают рабочее тело в виде парогазовой смеси.



Фиг. 124. Тепловоз с воздушной передачей типа 2—3—2 германских дорог.

Несмотря на то, что в основном процесс работы передачи и может быть термодинамически рассчитан, все же при проектировании тепловоза с газовой передачей трудно учесть все моменты состояния рабочего тела и взаимодействия его с машиной. Поэтому до осуществления такого проекта является настоятельной необходимостью произвести лабораторные испытания опытной установки, работающей по тому же циклу, что и запроектированный тепловоз, подобно тому как это было осуществлено Китсоном Кларком при осуществлении описанного выше тепловоза Китсон Стилла.

Впервые в отношении воздушной передачи наиболее полно были произведены такие опыты на заводе Эсслинген в Германии и на основании этих опытов был построен по заказу германских ж. д первый мощный пассажирский тепловоз с воздушной или пневматической передачей, к описанию которого мы перейдем.

Тепловоз типа 2—3—2 с воздушной передачей. Этот тепловоз строился втечение 1924—1930 гг. заводами МАН и Эсслинген при ближайшем участии в работе центрального Управления германских ж. д. Тип тепловоза был выбран

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Разрез A-B

Вид спереди

Фиг. 125. Тепловоз с воздушной передачей.

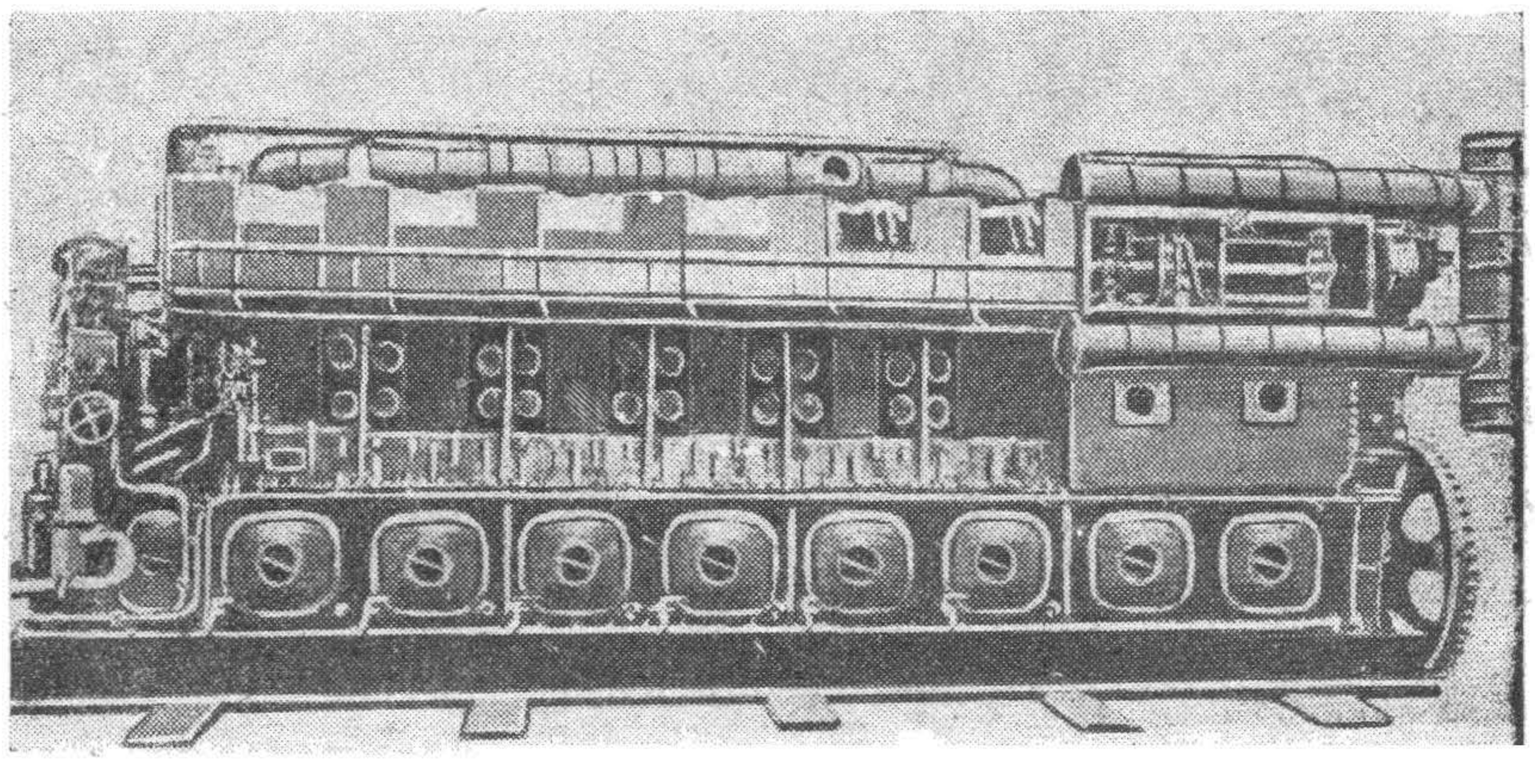
A—боковой вид с правой стороны; *B*—боковой вид с левой стороны; *C*—план; D—разрез *A*—*B*; *E*—вид спереди; *a*—воздухоподогреватель: *b*—предохранительный диск для предотвращения чрезмерных давлений *c*—предохранительный клапан; *d*—предохранительный клапан Аккермана для поддержания рабочего давления; *e*—сборный выхлопной канал: *f*—предохранительный клапан выхлопа: *g*—выхлопное отверстие; *h*—предохранительный клапан на сборном патрубке компрессора; *i*—котел отопления на нефти; *k*—прибор отопления: *l*—воздуходувка с 5—сильным электромотором; *m*—топливный бак; *n*—водяной бак; *o*—холодильник для воды; *p*—холодильник для смазки; *q*—холодильник для впрыскиваемой воды; *r*—холодильник для масла поршней; *s*—уравнительный бак для воды; *t*—напорный бак для впрыскиваемой воды; *u*—15-ти сильный электромотор с воздушным винтом; *v*—маслосборник для смазки дизеля; *w*—динама Петерсена с эластичной рессорной муфтой и зубчатой передачей; *x*—насос для подачи топлива; *y*—воздушные пусковые баллоны; *z*—аккумуляторная батарея; a_1—смазочный насос; b_1—пусковой прибор для вентиляторов; c_1—щиток на крыше; d_1—выхлопная труба для рабочих цилиндров; e_1—соединительный трубопровод для водяных баков; f_1—вал регулятора; d_1—переводный рычаг; h_1—клапанный регулятор; i_1—трубопровод свежего воздуха перед клапанным регулятором; k_1—трубопровод свежего воздуха за клапанным регулятором; l_1—клапан Кнорра для всасывания воздуха; m_1—распределительный золотник с приводом; n_1—ручной маховик для перемена хода; o_1—рычаг регулятора; p_1—канал для всасывания воздуха дизелем, q_1—канал для всасывания воздуха компрессором.

УДИТ (ДІТ)

для сравнения его с паровозом такой жемощности и такого же типа 2—3—2, являющимся танк-паровозом прежних прусских ж. д. серии Т 18 и обслуживающим пассажирские поезда главных и боковых линий. Только вес тепловоза оказался больше нежели у паровоза, превзойдя осевую нагрузку последнего (17 *т*) на 1 *т*.

Основные размеры описываемого тепловоза[1] (фиг. 124) приведены в табл. X.

Брусковая рама тепловоза покоится на трех сцепных осях и на двух поддерживающих двухосных тележках (фиг. 125). Ходовые части выполнены соответственно стандартным типам германских локомотивов. К раме тепловоза приболчена плита, на которой установлены двигатель и воздушный компрессор (фиг. 126, 127). В качестве двигателя взят шестицилиндровый, четырехтактный, простого действия нереверсивный дизель завода МАН, отличающийся от дизеля, установленного на тепловозе Э^{мх}3, только тем, что в данном случае он бескомпрессорный. Коленчатый вал дизеля и его распределительный вал продолжены в сторону двухцилиндрового компрессора, поршни которого приводятся в движение двумя насаженными под углом в 180° кривошипами. Поршни и шатуны компрессора соединены крейцкопфами. Вследствие этого цилиндры компрессора расположены настолько высоко, что распределительный вал приходится на половине хода поршня и рычажная передача к клапанам компрессора устроена как сверху, так и снизу вала. Со стороны противоположной компрессору на тепловозе устроен пост машиниста. Непосредственно от вала двигателя приводятся в движение насос для охлаждения воды и воздушный компрессор для пуска двигателя, а также для торможения. Отходящие газы через патрубки, расположенные со стороны противоположной распределительному валу, направляются в идущую вдоль двигателя сборную трубу, расположенную на высоте положения машиниста. Эта труба загибается вниз и, пройдя вглубь, соединяется с правой же стороны локомотива с воздухоподогревателем. Последний расположен параллельно компрессору дви-



Фиг. 126. Дизель и воздушный компрессор на одной плите.

Таблица X

Основная характеристика тепловоза МАН-Эселинген

Рек. службы	Пассажирский
Т п	2—3—2
Главный двигатель	
Число цилиндров	6
Диаметр поршней	450 *мм*

[1] Witte R. P. Wagner. Die 1220 PS-Diesel-Druckluftlokomotive der Deutschen Reichsbahn. V. D. I. Dieselmaschinen V 1932. стр. 1-8.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ход поршней	420 »
Наибольшее число оборотов	450 об/мин.
Число тактов работы	4
Рассчетное эффективное давление	6 *кг/см²*
Наибольшая мощность на валу	1200 *л. с.*
Наибольшая подача водяного насоса	
Наибольшая подача масляного насоса	

Компрессор передачи

Число цилиндров	2
Диаметр цилиндров	640 *мм*
Ход поршней	350 »
Наибольшее рабочее давление воздуха	7 *ат*
Наибольшая подача охлаждающей воды	5,5 *кг/мин*
Подача воздуха	180 »

Холодильники

Поверхность охлаждения водяного холодильника	223 *м²*
Мощность, расходуемая на вентиляторы .	30 *л. с.*

Подогреватель воздуха

Поверхность нагрева	82,5 *м²*
Температура входящего воздуха .	200° С
Скорость воздуха	15 *м/сек.*
Скорость газов .	45 »
Температура выходящего воздуха	360° С
Коэфициент теплопередачи	22,5 *кал/м² час 1°С*

Рабочая машина

Число цилиндров .	2
Диаметр цилиндров	700 *мм*
Ход поршней .	650
Диаметр золотников	250

Экипаж и ходовая часть

Длина между буферами	16 330 *мм*
База полная .	12 200
База жесткая	4 600
Диаметр движущих колес	1 600
Диаметр поддерживающих колес	850

Вес:

двигателя	25,0 *т*
холодильника	7.0
компрессора	
подогревателя воздуха	
экипаж ходовой части и машины	
запас топлива	2,0
запас смазки	
запас воды	
полный	124,6
сцепной	54.6

Нагрузка наибольшая:

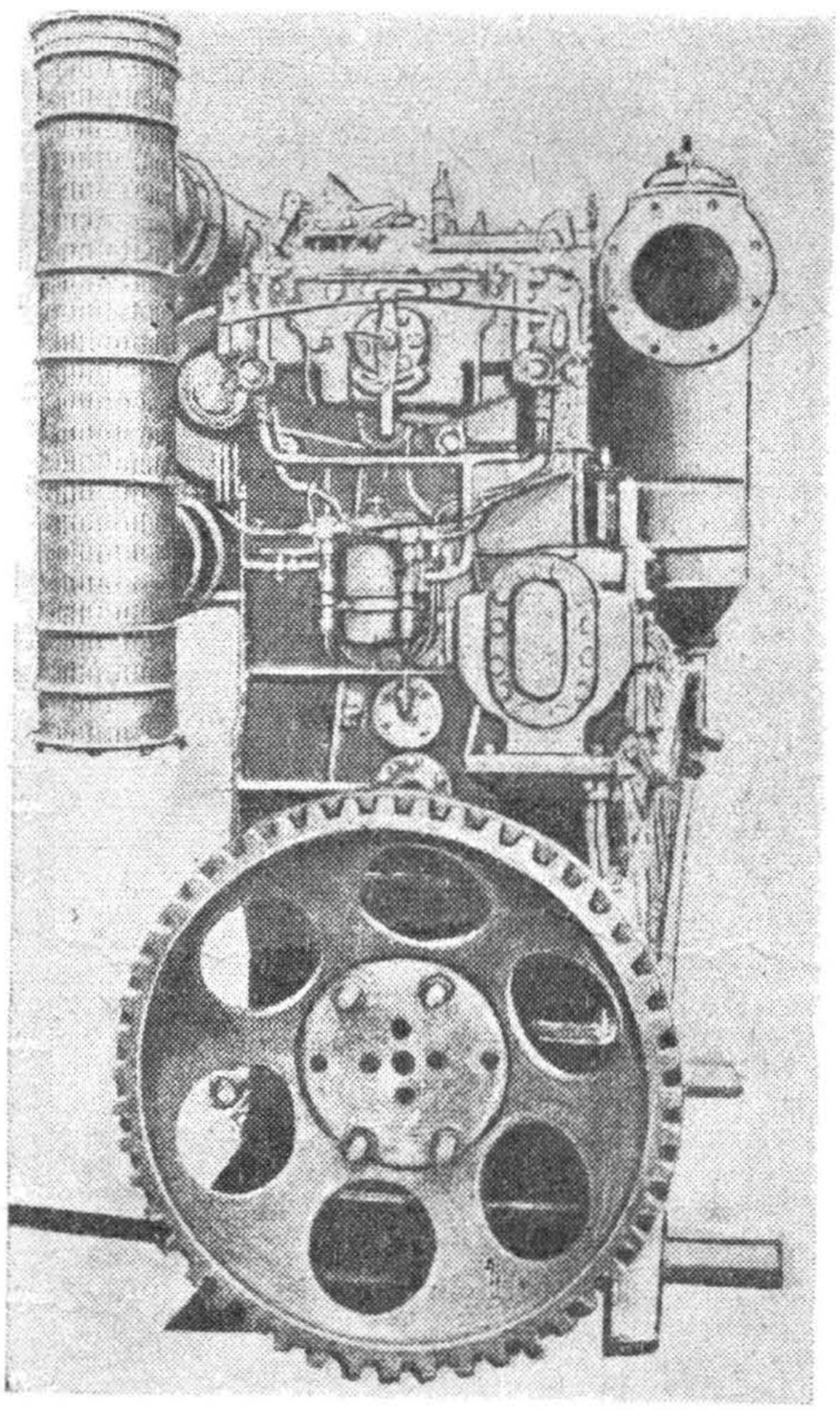
передних бегунковых осей	
сцепных осей	18,2
задних поддерживающих осей	

Скорость по конструкции наибольшая 80 *км/час*
Наименьшая расчетная скорость

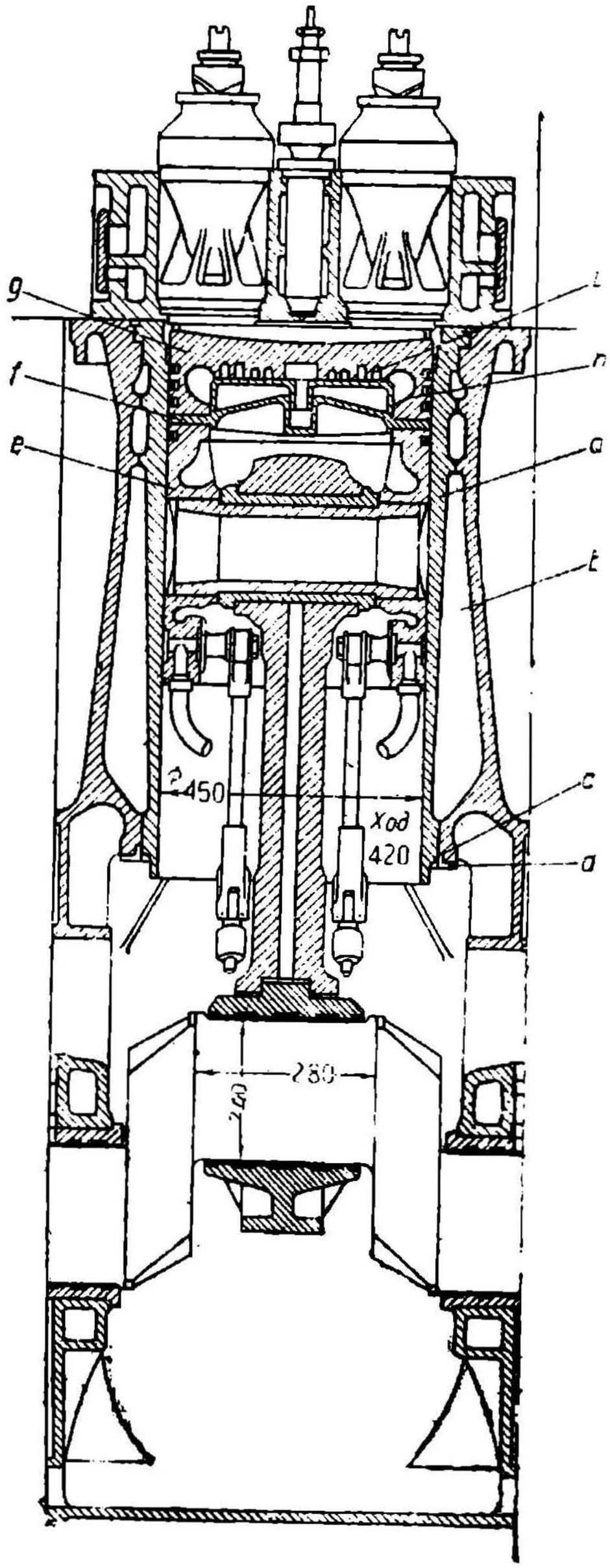
НБ УДУНТ (ДІІТ)

гателя. Сжатый воздух поступает из компрессора в сборник, откуда направляется в верхний конец подогревателя, чтобы выйти затем из противоположного нижнего конца. Таким образом подогреватель работает по принципу противотока. Перед тем как вступить в цилиндры рабочей машины сжатый воздух проходит через клапанный регулятор. Со стороны обслуживающего двигатель прохода расположены: водяной резервуар, воздушные баллоны и аккумуляторная батарея, причем их расположение произведено с расчетом равномерного распределения нагрузки на тепловозе. Кроме этого водяные и топливные баки расположены по обоим концам тепловоза сбоку перед постами машиниста.

Холодильники для охлаждения воды и масла, охлаждающие в свою очередь цилиндры и поршни двигателя, расположены по обоим концам тепловоза. Вентиляторы холодильников приводятся от электромоторов, питающихся током от динамо, распо-



Фиг. 127. Вид воздушного компрессора со стороны маховика.



Фиг. 128. Разрез двигателя по цилиндру.

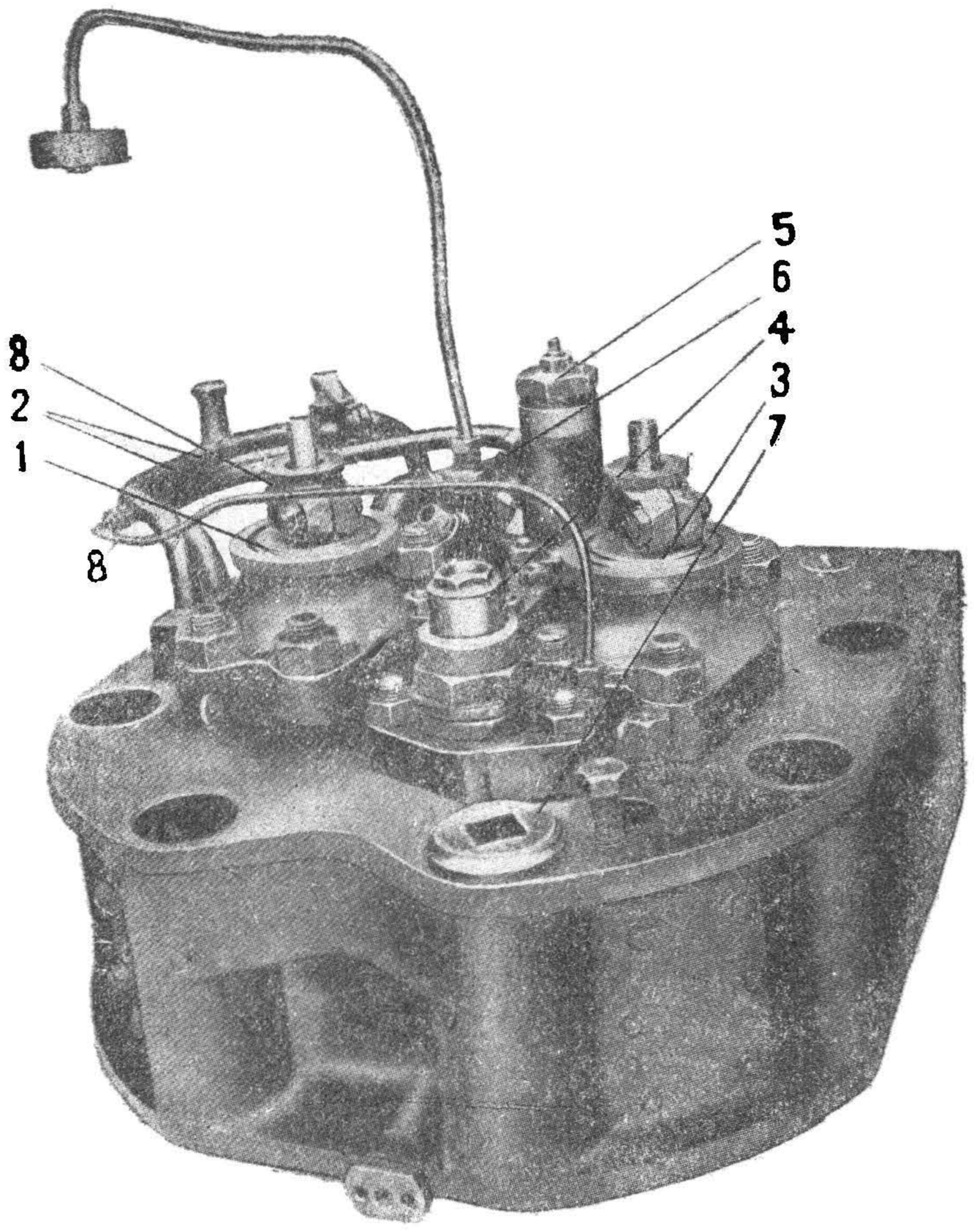
a—втулка; *b*—водяная рубашка; *c*—резиновая прокладка: *d*—железное кольцо; *e*—поршень: *g*—головка поршня; *h*—днище поршня: *f*—промежуточная стенка; *k*—спиральные каналы.

ложенной со стороны маховика двигателя. Привод динамо осуществлен при помощи зубчатой передачи от вала двигателя.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Двигатель тепловоза представляет собой бескомпрессорный дизель завода МАН марки Lo 6V u 45/42, основное конструктивное отличие которого от компрессорного двигателя, установленного на тепловозе Эмх 3 заключается в устройстве топливных органов, т. е. топливного насоса и форсунки и обслуживающего двигатель компрессора, поскольку двигатель имеет механическое распыливание топлива.

Начав рассмотрение двигателя с его цилиндров, разрез одного из которых при-



Фиг. 129. Расположение клапанов на крышке.

1—выхлопной клапан; *2*—трубка водяного охлаждения, выхлопного клапана; *3*—всасывающий клапан; *4*—пусковой клапан; *5*—предохранительный клапан; *6*—форсунка с топливной трубой (водяная трубка снята); *7*—гайка для крепления крышки; *8*—трубка для отвода воздуха.

веден на фиг. 128, отметим некоторые изменения в конструкции, сделанные и здесь.

Крепление цилиндров между собой и к станине картера выполнено в данном случае как наружное, чем в значительной мере облегчается осмотр и ремонт соединений.

Три шатуна, в целях уменьшения их веса, в связи с резонансными колебаниями, взяты круглого сечения.

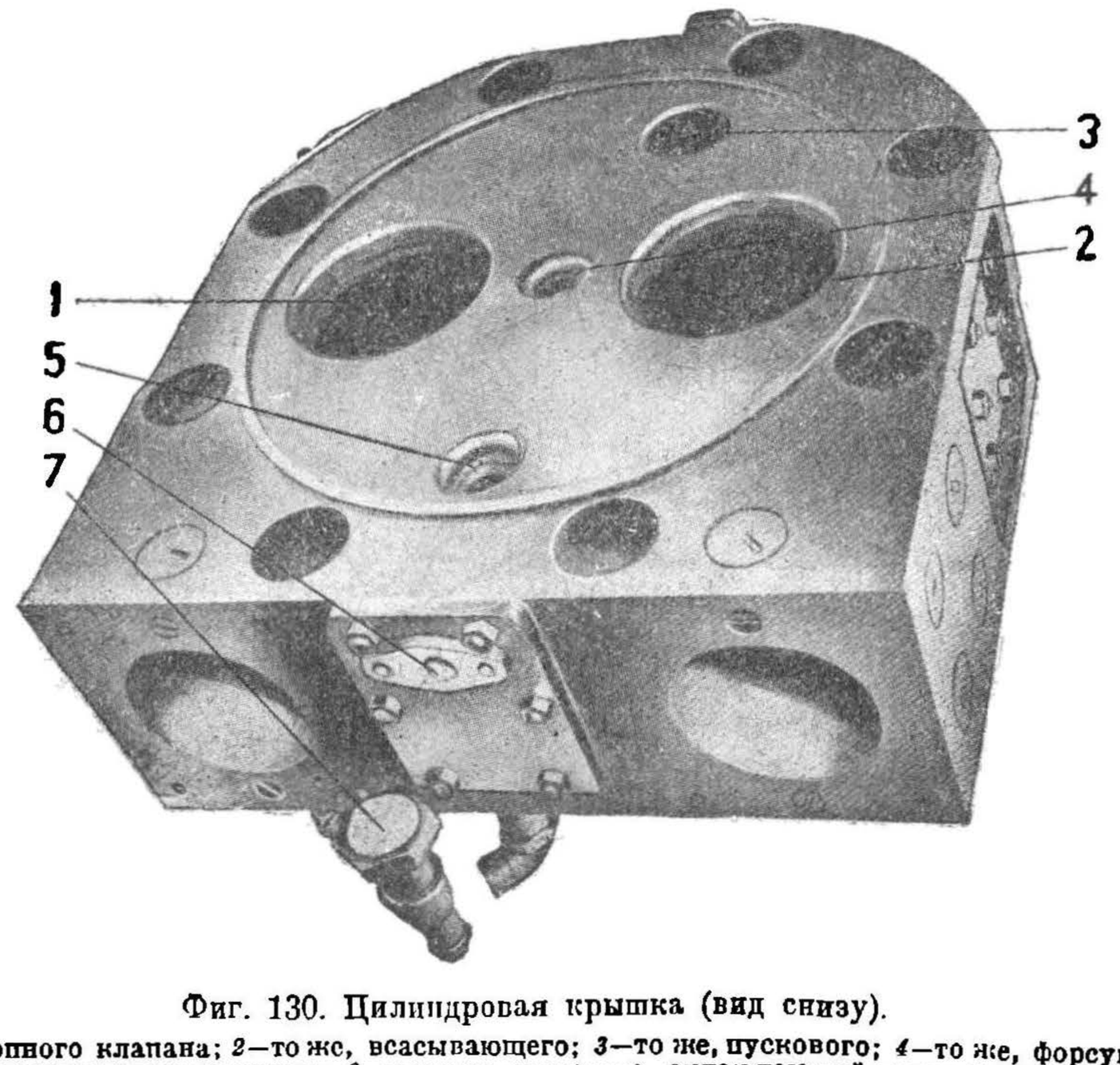
Крышки цилиндров (фиг. 129) изменились в связи с изменением расположения рабочих клапанов и форсунки, а также вследствие изменения их охлаждения: вместо шести внутренних трубочек, как это выполнено на компрессорном дизеле, ввод воды из рубашки цилиндра сделан общий; это изменение упростило конструкцию крышки, сделало охлаждение ее более надежным и устранило возможность течи из-под крышки.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Рабочие клапана расположены в крышке цилиндра так, как показано на фиг. 130.

Пусковой клапан в разрезе показан на фиг. 131; на фиг. 132 он показан в собранном виде и в виде отдельных деталей.

Конструкция клапана выполнена таким образом, что не требует поворота пускового рычага для пуска двигателя в ход. Достигается это тем, что стержень клапана снабжен внутренним сверлением, которое приводит пусковой воздух из пространства над клапаном в полость находящегося над клапаном колпачка, чем и



Фиг. 130. Цилиндровая крышка (вид снизу).

1—место выхлопного клапана; *2*—то же, всасывающего; *3*—то же, пускового; *4*—то же, форсунки; *5*—то же предохранительного клапана; *6*—входное отверстие охлаждающей воды; *7*—отвод воды.

поднимает этот колпачок вверх до тех пор, пока последний не придет в соприкосновение с распределительным рычагом. Дальнейшее нажатие воздуха на колпачок производит уже открытие самого клапана, а вместе с этим пуск двигателя. Прекращение поступления пускового воздуха вызывает закрытие пускового клапана, а вместе с ним прекращается и работа двигателя на воздухе.

Клапана всасывающий, выхлопной и предохранительный существенных отличий от таких же клапанов компрессорного двигателя не имеют.

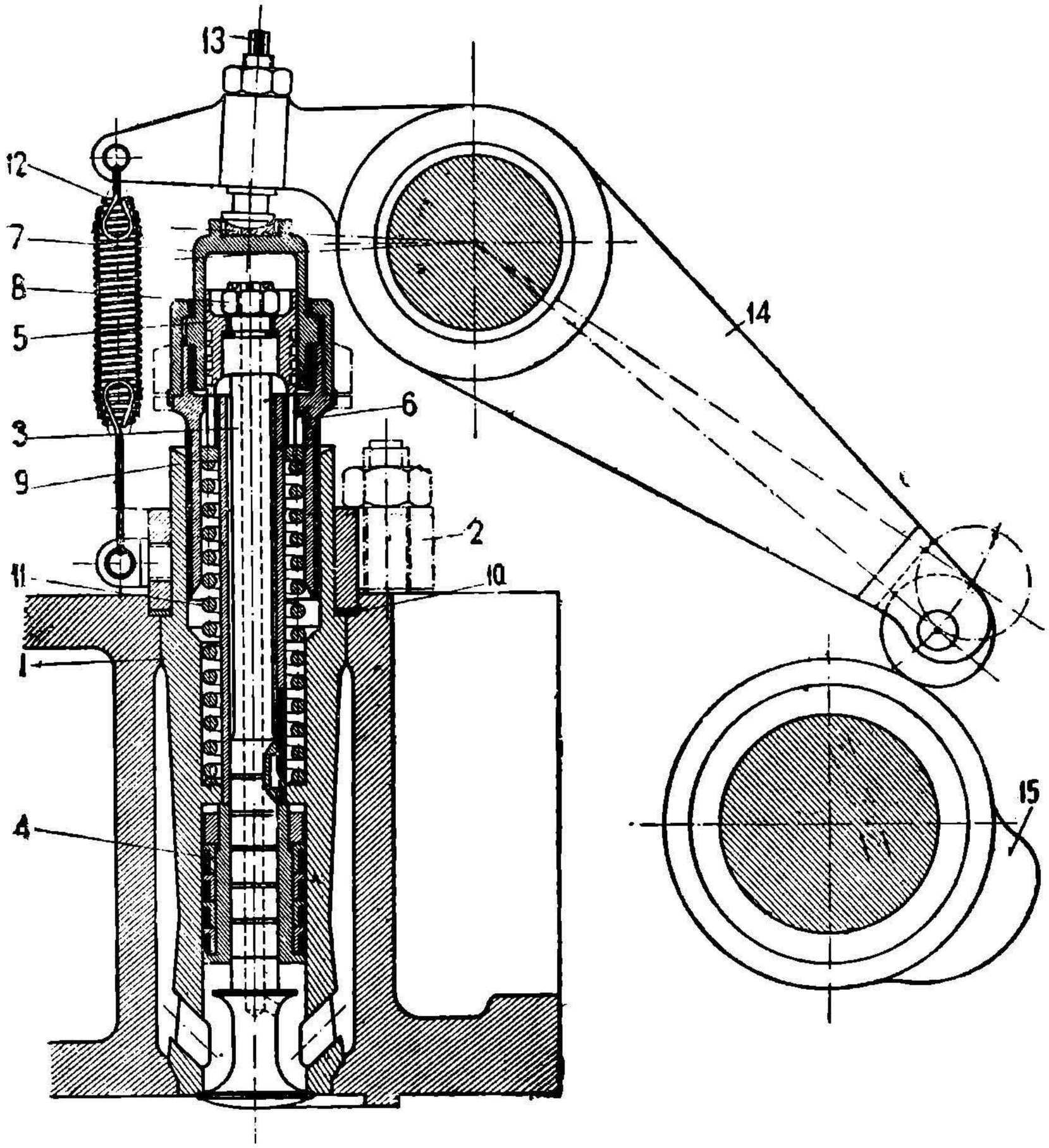
Форсунка — одна и помещена в крышке центрально. Устройство ее усматривается из фиг. 133. Топливная труба *1* входит в корпус форсунки *2*, снабженный на конце распылителем *3*. На трубу *1* надета свободно ребристая трубка *4*, на которую внизу навинчен уплотняющий конус *5*. Ребристая трубка *4* вместе со стенкой корпуса *2* образуют четыре канала, по которым циркулирует охлаждающая форсунку вода. Последняя вводится в один из штуцеров головки *6*, укрепленной гайкой *7*, проходит по двум из каналов до уплотняющего конуса *5* и, поднимаясь вверх по двум другим каналам, выходит через второй штуцер головки *6*. Распылитель *3* имеет десять отверстий по 0,4 *мм* диаметром, расположенных под углом в 69—70° к оси форсунки. Форсунка крепится к крышке цилиндра при помощи четырех болтов.

Управление клапанами в отличие от такого же на компрессорном двигателе осуществляется при помощи комплекта цилиндрических шестерен, расположенных в особой коробке со стороны воздушного компрессора передачи. Такая конструкция передаточного механизма была вызвана необходимостью при-

НБ УДУНТ (ДІТ)

дать ему наибольшую прочность, в связи с большими давлениями, развиваемыми топливными насосами.

Топливные насосы установлены у каждого из цилиндров в верхней их части и имеют свой распределительный вал *А*, расположенный ниже распределительного вала клапанов *Б*, как это видно из фиг. 134, представляющей разрез топливного насоса. На фиг. 135 показан внешний вид топливного насоса. Вал *А* несет на себе кулачную шайбу *а*, которая через ролик *б* приводит в движение рычаг *в*, поворачивающийся на валу *г*. Конец рычага *в*, поднимаясь с роликом *б*, нажи-



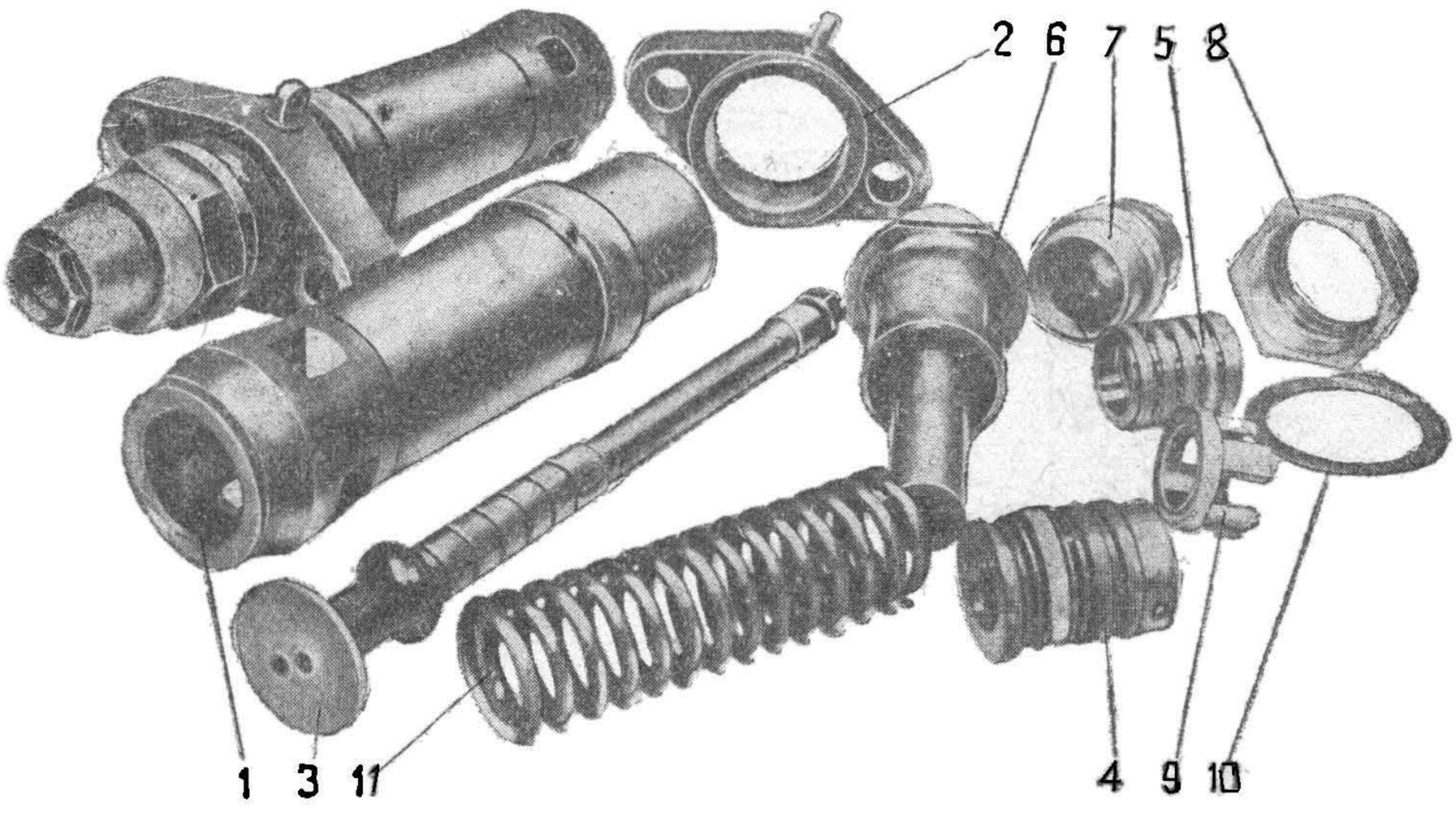
Фиг. 131. Пусковой клапан в разрезе.

1—корпус клапана; *2*—фланец; *3*—клапан; *4*—нижнее уплотнение; *5*—верхнее уплотнение; *6*—направляющая втулка; *7*—нажимной колпачок; *8*—соединительная гайка; *9*—упор для пружины; *10*—замочная шайба; *11*—пружина; *12*—возвращающая рычаговая пружина; *13*—регулировочный болт; *14*—рычаг пускового клапана; *15*—кулачок.

мает на плунжер *д*, который через нагнетательный клапан *е* подает в нагнетательную трубку *ж* топливо, подведенное через всасывающий клапан *з*. Нагнетание нефти в форсунку прекращается как под действием перепускного клапана *и*, так и под действием прекращения подачи топлива через всасывающий клапан. Первое осуществляется через рычаг *к*, вращающийся на валу *л* и при помощи тяги *м*, соединенной с рычагом *в*. При этом при помощи тяги наполнения *н* время начала действия перепускного клапана может быть изменено. Прекращение подачи через всасывающий клапан достигается при помощи пальца *о*, получающего движение от тяги опережения *п*, связанной с валом рычага *в*. Палец *о*, нажимая

НБ УДУНТ (ДІІТ)

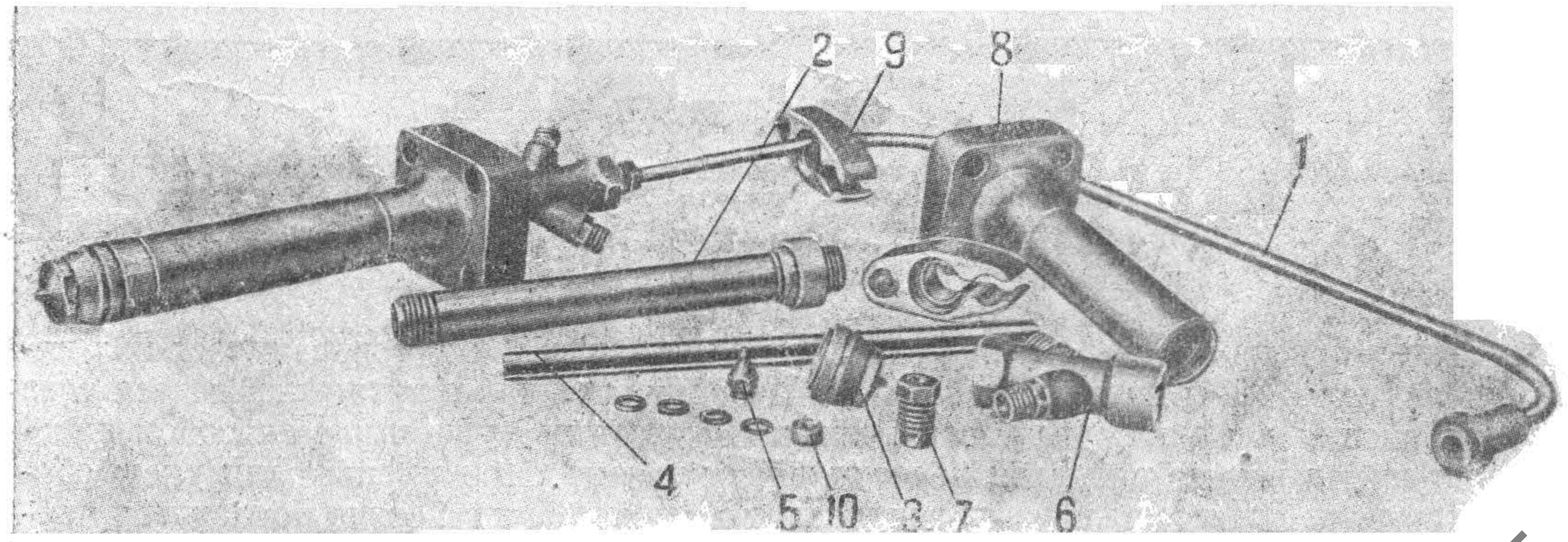
на толкатель всасывающего клапана p, закрывает подачу топлива. Этот момент определяет начальный момент нагнетания топлива. Конечный момент определяется открытием перепускного клапана. Весь процесс впрыскивания топлива в отношении верхней мертвой точки (*в. м. т.*) характеризует более раннее или более позднее зажигание топлива в цилиндре и регулируется соответственной установкой кулачной шайбы a на валу A. Регулировка перепускного клапана до-



Фиг. 132. Пусковой клапан в собранном виде и в деталях. (Нумерация деталей та же, что и фиг. 131).

стигается при помощи удлинения или укорочения тяги M с помощью ее соединительной муфты.

Управление подачей топлива. На фиг. 136 приведена схема механизма по управлению подачей топлива. Основными элементами этого механизма являются: штурвал A, топливный насос B, регулятор числа оборотов с сервомотором C, сектор зажигания D, маховичок топливного насоса E и регулятор безопасности F с пружиной и рукояткой, (обозначенные той же буквой F). Штурвалом A при помощи регулятора числа оборотов устанавливают двигатель через вал наполнения *11* на определенное число оборотов работы; при помощи же сектора зажигания F штурвал A меняет вышеописанным способом начало вспышки топлива.

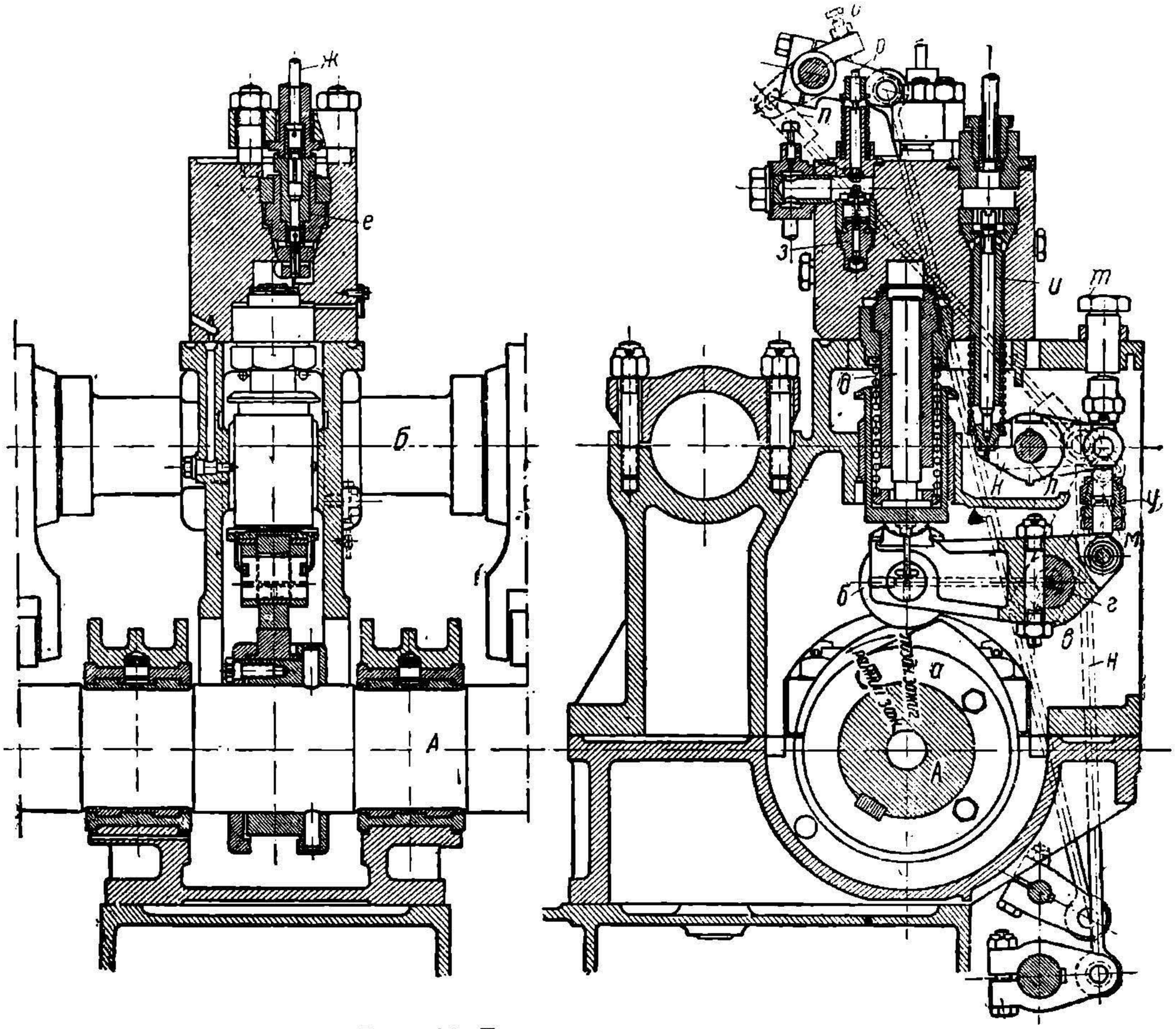


Фиг. 133. Форсунка дизеля в собранном виде и в деталях.

1—топливная трубка от топливного насоса; *2*—корпус; *3*—распылитель; *4*—ребристая трубка водяного охлаждения; *5*—уплотняющий корпус; 6—головка для нефтяной и водяной труб; *7*—крепительная гайка.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Действие регулятора основано на том, что его вертикальный вал *1*, будучи соединен с коренным валом двигателя *к* делает то же число оборотов, что и последний. Благодаря этому вращающиеся вместе с вертикальным валом грузы *2* поднимают тарелку *3*, находящуюся под действием пружины *4*. Сверху эта пружина нажимается винтом *5*, которым через передачу *6* от штурвала *А* пружина может быть нажата с той или другой силой; последняя и оказывает сопротивление при нажатии на пружину снизу тарелкой *3*. Вместе с пружиной от нажатия тарелки перемещается через опору *7* и двухплечий рычаг *8*. При этом перемещении его правое, более короткое плечо, поднявшись вверх, передвигает в правом цилиндре сервомотора золотничок *9*, который открывает, таким образом, доступ нагнетаемому специальным насосом маслу в левый цилиндр сервомотора. Под действием



Фиг. 134. Топливный насос в разрезах.

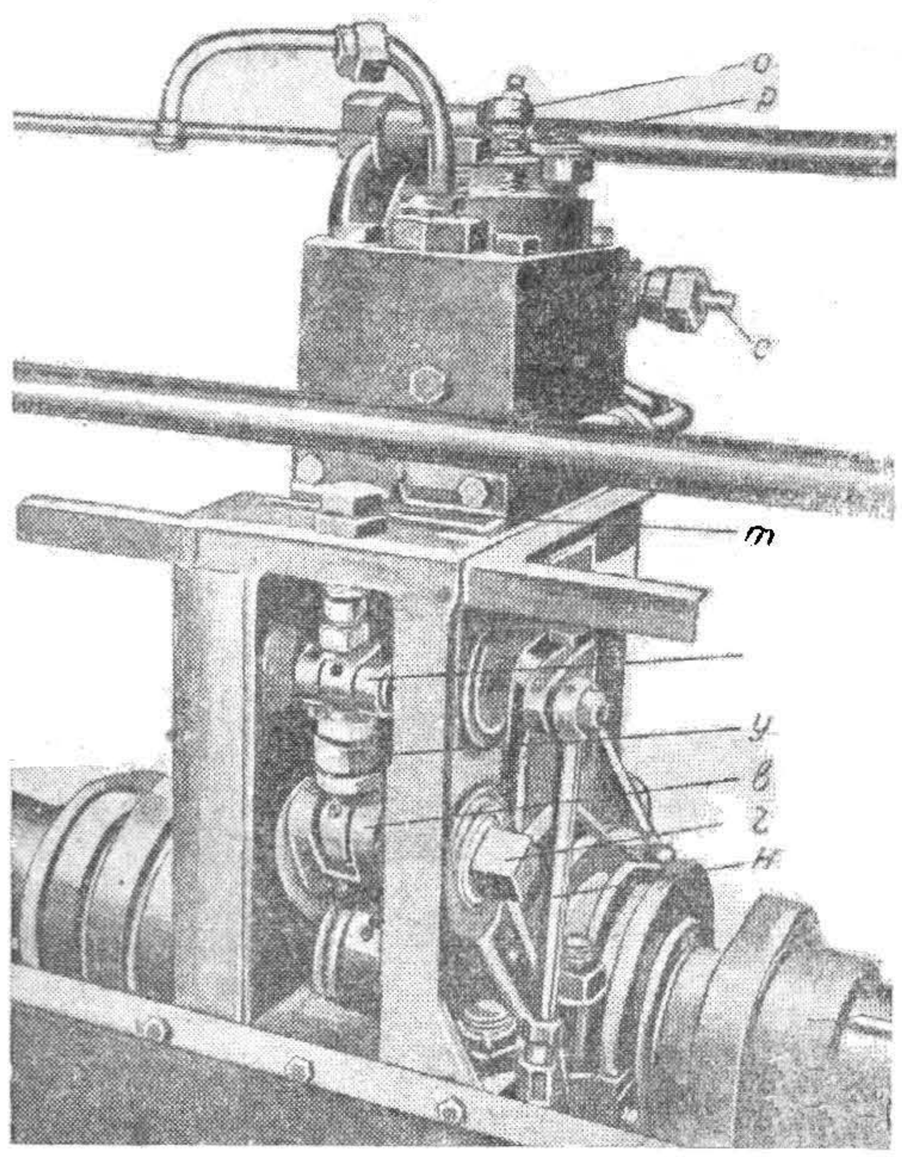
А—распределительный вал топливных насосов; *Б*—распределительный вал клапанов; *а*—кулачная шайба; *б*—ролик; *в*—рычаг; *г*—вал; *д*—плунжер; *е*—нагнетательный клапан; *ж*—нагнетательная трубка; *з*—всасывающий клапан; *и*—перепускной клапан; *к*—рычаг; *л*—вал; *м*—соединительная тяга; *н*—тяга наполнения; *о*—палец опережения; *п*—тяга опережения; *р*—толкатель всасывающего клапана; *т*—регулировочный болт; *у*—регулировочная гайка.

масла поршенек *10* левого цилиндра поднимается вверх и поворачивает вал наполнения *11* при помощи рычага *12*. Поворот вала наполнения передается тяге наполнения *н* топливного насоса, которая описанным уже выше способом изменяет время начала действия перепускного клапана. При уменьшении числа оборотов вала двигателя грузы *2* регулятора опускаются и действие последнего происходит в обратном порядке. Из сделанного описания ясно, что сжимая или разжимая при помощи штурвала *А* пружину регулятора *4*, можно двигатель заставить работать с определенным числом оборотов.

РБ УДУНТ (ДІІТ)

Изменение начала вспышки производится штурвалом *A*, одновременно с установкой регулятора, через передачу *15* и винт—*16* с установлением более позднего зажигания при небольших числах оборотов.

Независимо от регулятора числа оборотов имеется регулятор безопасности, который устанавливается на предельное число оборотов двигателя, в данном случае на 490 об/мин. Действие его основано на том, что при развитии двигателем предельного числа оборотов, от перемещения эксцентричного груза *17*, кулачок *18*, находящийся на валу *11*, под действием пружины *19* освобождается от защелки *21* и, встретившись с упором *20*, поворачивает вал наполнения на холостой ход. Для установки регулятора безопасности вновь на предельное число оборотов вал наполнения поворачивается после остановки дизеля при помощи рукоятки 22 настолько, чтобы вновь произошло зацепление кулачка *18* с защелкой *21*.



Фиг. 135. Общий вид топливного насоса. Обозначения деталей те же, что и на фиг. 134; *c*—запорный вентиль.

Воздушный компрессор применен двухступенчатый, так как наибольшее давление для сжатия воздуха установлено всего в *60 ат*. В первой ступени компрессора воздух сжимается при этом до 6—7 *ат*. На фиг. 137 приведено устройство компрессора, который представляет собой двухступенчатый цилиндр с двойным поршнем. Текст под фиг. достаточно поясняет конструкцию компрессора.

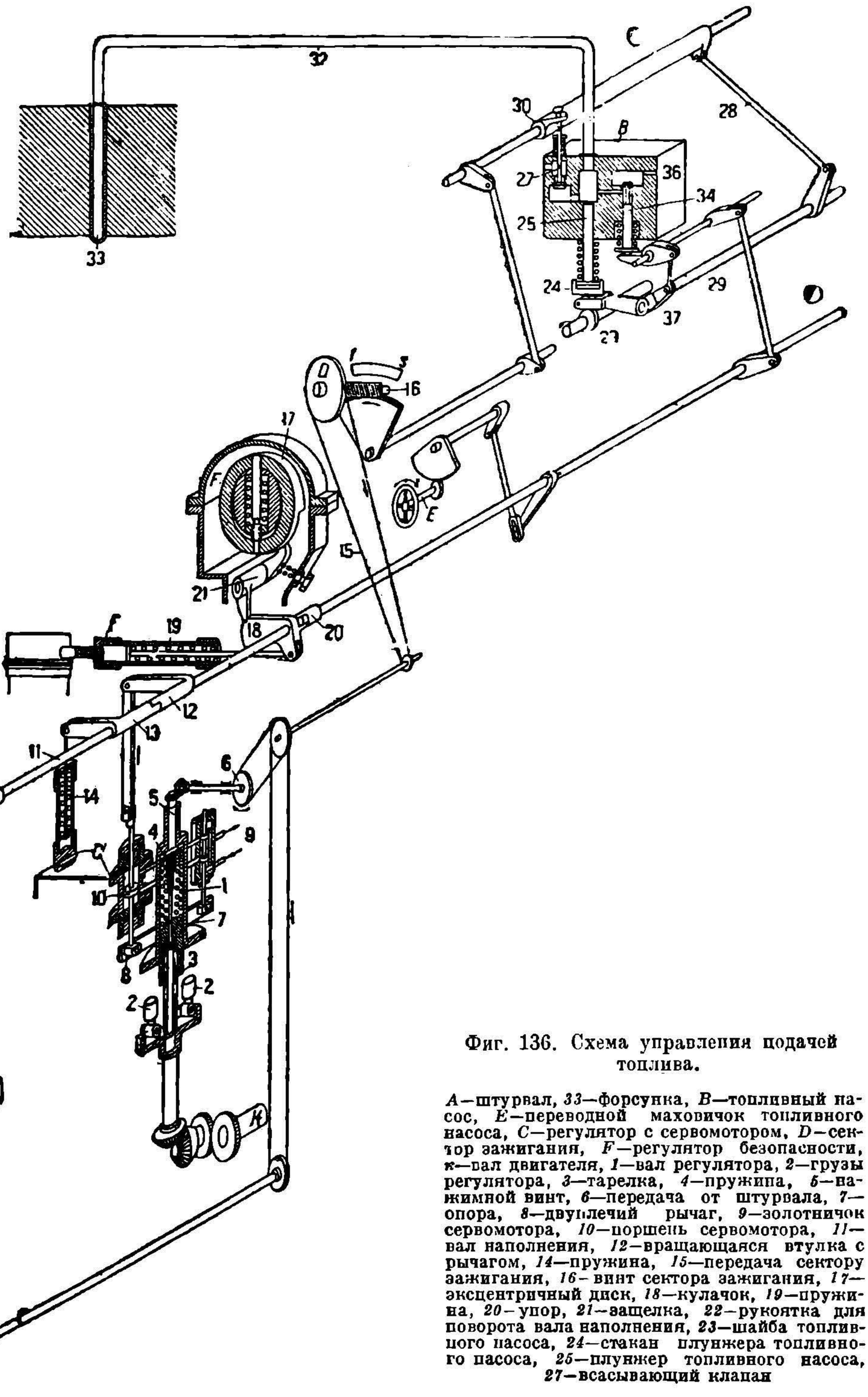
Охлаждение двигателя производится так же, как и на тепловозе Э^{мх}3, а именно: цилиндры, крышки, клапана, форсунки и воздушный компрессор—водой, поршни же—маслом. Для охлаждения воды и масла по концам тепловоза установлены пластинчатые холодильники, конструкция которых приведена на фиг. 138. Благодаря высокому коэфициенту теплопередачи значительная поверхность охлаждения получилась при сравнительно небольшом поперечном сечении холодильника, а следовательно, с небольшим сопротивлением движению охлаждающего воздуха. Подтверждением этому служит мощность электромоторов для вентиляторов, составляющая всего лишь 30 *л. с.* Правда вес холодильников получился в 7 *т*, т. е. несколько выше, чем для других конструкций.

Испытание двигателя. Двигатель до установки его на тепловозе подвергался испытанию на заводе МАН, но результаты его испытания, вполне благоприятные, опубликованы не были.

Воздушный компрессор передачи является на данном тепловозе после двигателя наиболее ответственной и интересной частью тепловоза. Такой компрессор был осуществлен впервые, почему и потребовал значительной предварительной теоретической проработки. По соображениям наибольшей простоты была выбрана конструкция одноступенчатого компрессора (фиг. 139), причем предельное сжатие воздуха было установлено в 7 *ат*, по причине, изложенной в начале настоящей главы. Для того чтобы повысить эффективность компрессора, вредное пространство в его цилиндрах было доведено до минимума, а именно до 2,4% и сделано таким образом равным расстоянию в 1,5 *мм* между крышкой и поршнем.

Отношение хода поршня к его диаметру, равное 1 1,81, удовлетворило различным требованиям, выполнить которые было нелегко, так как скорость поршня,

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 136. Схема управления подачей топлива.

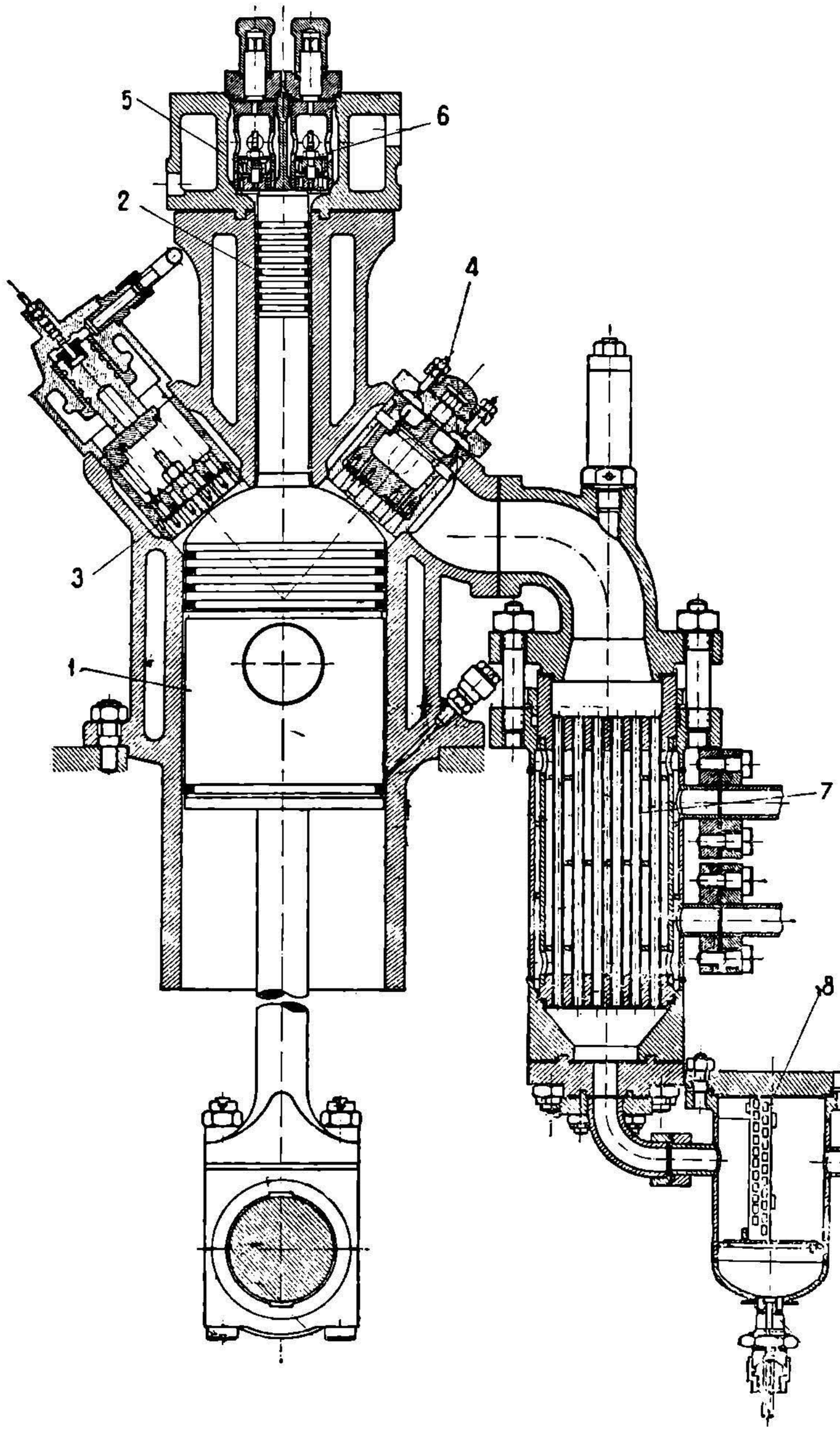
A—штурвал, *33*—форсунка, *B*—топливный насос, *E*—переводной маховичок топливного насоса, *C*—регулятор с сервомотором, *D*—сектор зажигания, *F*—регулятор безопасности, *к*—вал двигателя, *1*—вал регулятора, *2*—грузы регулятора, *3*—тарелка, *4*—пружина, *5*—нажимной винт, *6*—передача от штурвала, *7*—опора, *8*—двуплечий рычаг, *9*—золотничок сервомотора, *10*—поршень сервомотора, *11*—вал наполнения, *12*—вращающаяся втулка с рычагом, *14*—пружина, *15*—передача сектору зажигания, *16*—винт сектора зажигания, *17*—эксцентричный диск, *18*—кулачок, *19*—пружина, *20*—упор, *21*—защелка, *22*—рукоятка для поворота вала наполнения, *23*—шайба топливного насоса, *24*—стакан плунжера топливного насоса, *25*—плунжер топливного насоса, *27*—всасывающий клапан

а вместе с тем и скорость прохождения воздуха через клапана, была связана с размерами клапанных отверстий которые, в свою очередь, должны были быть увязаны с размерами крышек цилиндров, т. е. с диаметром цилиндров. Средняя скорость поршня при наибольшей передаваемой компрессором мощности составляет 5 *м/сек*. Цифра эта превышает нормы, установившиеся в подобных больших

НБ УДУНТ (ДІІТ)

установках, но благодаря ей оказалось возможным выбрать такой диаметр поршня, при котором на каждой цилиндровой крышке было помещено по два всасывающих и по два нагнетательных клапана.

Скорость воздуха через клапана получалась при этом около 25 *м/сек*. Выбранная конструкция соответствовала и намеченному принудительному управлению

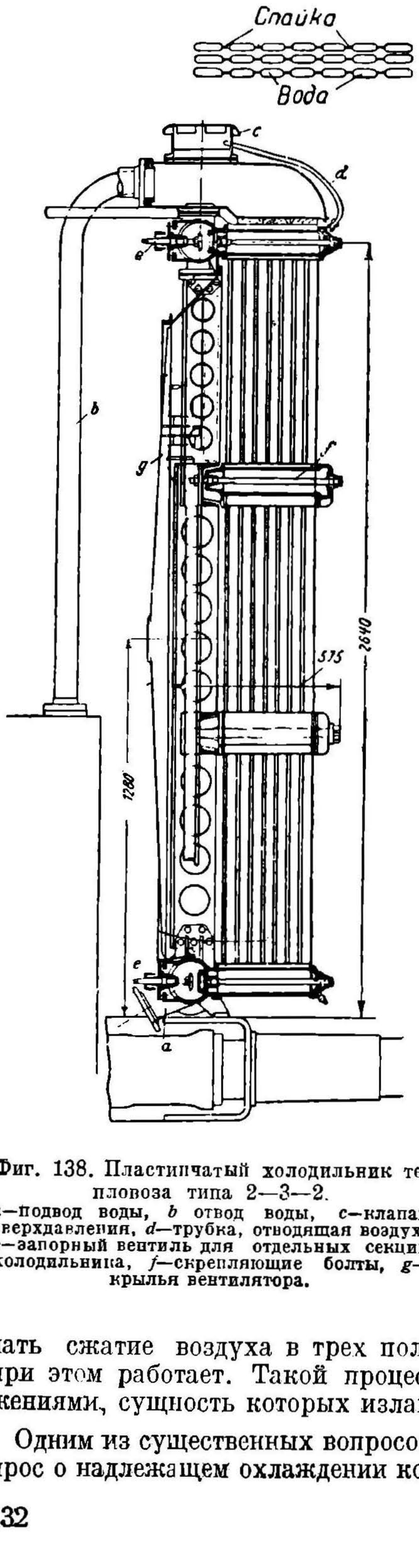


Фиг. 137. Воздушный компрессор дизеля в разрезе.
1—цилиндр низкого давления, *2*—цилиндр высокого давления, *3*—всасывающий клапан, *4*—нагнетательный клапан н. д., *5*—всасывающий клапан в. д.; *6*—нагнетательный клапан в. д.; *7*—холодильник, *8*—водоотделитель.

клапанами, которое было предусмотрено в целях понижения потерь на всасывание и нагнетание воздуха. После многочисленных опытов с управляемыми и самодействующими клапанами было установлено, что для всасывающих клапанов разница в потерях для тех и других клапанов составляет около 8% в пользу управ-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ляемых. В конце концов было решено остановиться на самодействующих нагнетательных клапанах с пятью кольцами каждый (фиг. 140) и на управляемых всасывающих клапанах тарелочного типа (фиг. 141) по следующим соображениям.



Фиг. 138. Пластинчатый холодильник тепловоза типа 2—3—2.
a—подвод воды, *b* отвод воды, *c*—клапан сверхдавления, *d*—трубка, отводящая воздух, *e*—запорный вентиль для отдельных секций холодильника, *f*—скрепляющие болты, *g*—крылья вентилятора.

Необходимые при управляемых клапанах передаточные механизмы создают при большем числе оборотов значительный мешающий работе на тепловозе шум. Поэтому нагнетательные клапана были установлены самодействующими. Конструкция всасывающего клапана была выбрана тарелочного висящего типа, так как при такой конструкции получается наилучшее использование расстояния между поршнем и крышкой с наименьшей затратой объема цилиндра на вредное пространство. Буферностью клапанов было пожертвовано. Из соображений же эксплоатационной безопасности тарелка клапана соединена при помощи—отпущенной и пропущенной через стержень клапана—связи с пружинной тарелкой. Благодаря этому даже при изломе стержня тарелка клапана удерживается и не попадает в цилиндр.

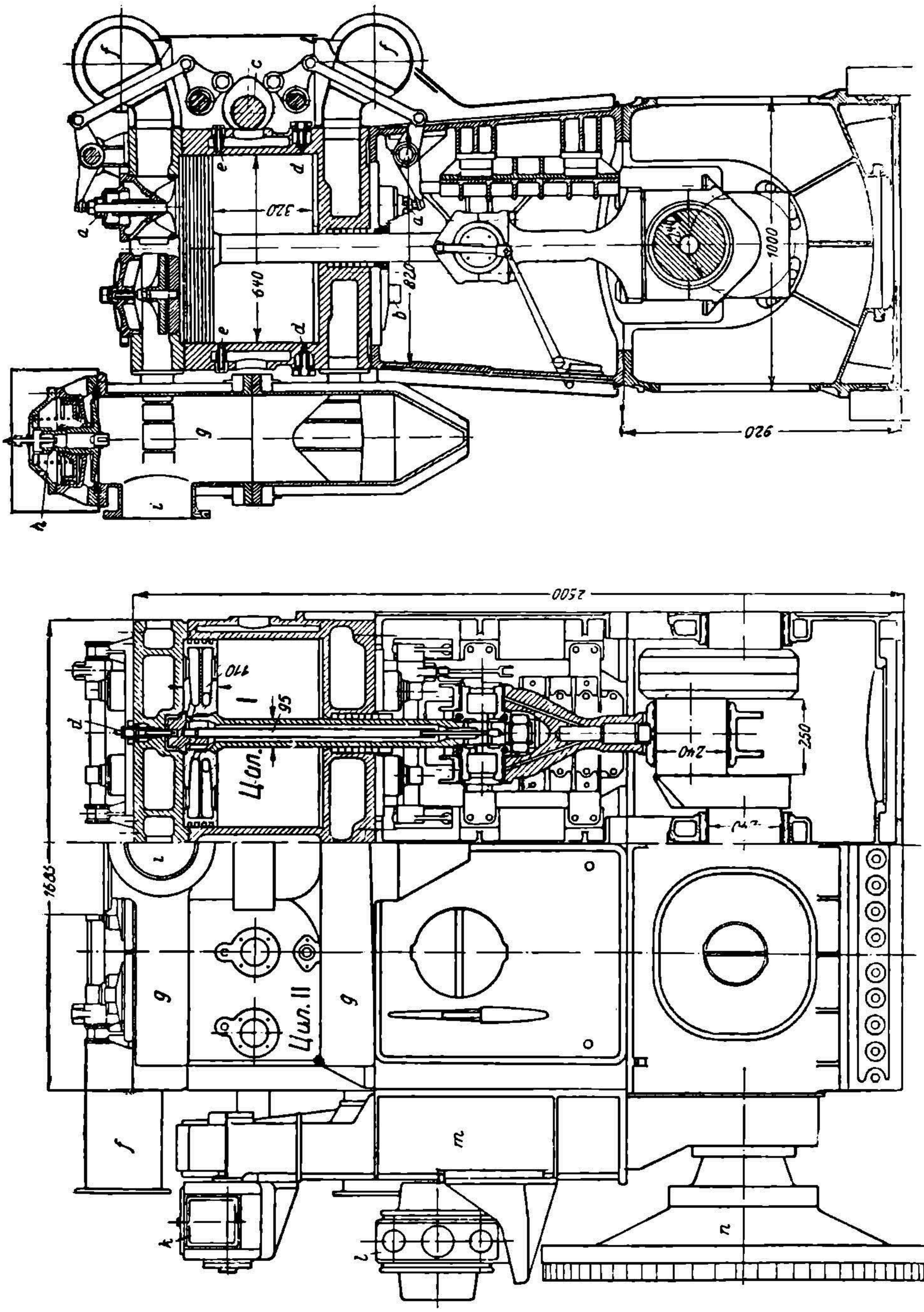
Клапана в цилиндрах устроены таким образом, что после освобождения четырех пажимных болтов крышка и клапанная коробка могут быть вынуты при помощи одной рукоятки. Такая конструкция является чрезвычайно удобной, так как при повреждениях во время работы кольца или пружины в течение нескольких минут может быть поставлен запасный клапан. Излом клапанной доски легко обнаруживается снаружи по пирометрам, установленным в четырех нагнетательных патрубках. Излом дает в таком случае повышение температуры, которая и отмечается соответственным пирометром.

Управление клапанами приведено в виде схемы на фиг. 142. Угловые рычаги, расположенные сверху и снизу кулачковых шайб, помещены на валу эксцентрично.

При помощи сервомотора с распределительным золотником, устройство которого приведено на фиг. 143, имеется возможность держать всасывающие клапана открытыми во время нагнетательного хода поршня, чем и прекращать при необходимости подачу воздуха. Кроме того, предусмотрена возможность исключать сжатие воздуха в трех полостях цилиндров в то время, как четвертая при этом работает. Такой процесс работы вызван эксплоатационными соображениями, сущность которых излагается ниже.

Одним из существенных вопросов для повышения к. п. д. передачи явился вопрос о надлежащем охлаждении компрессора. Вследствие недостаточности опыта

НБ УДУНТ (ДІІТ)

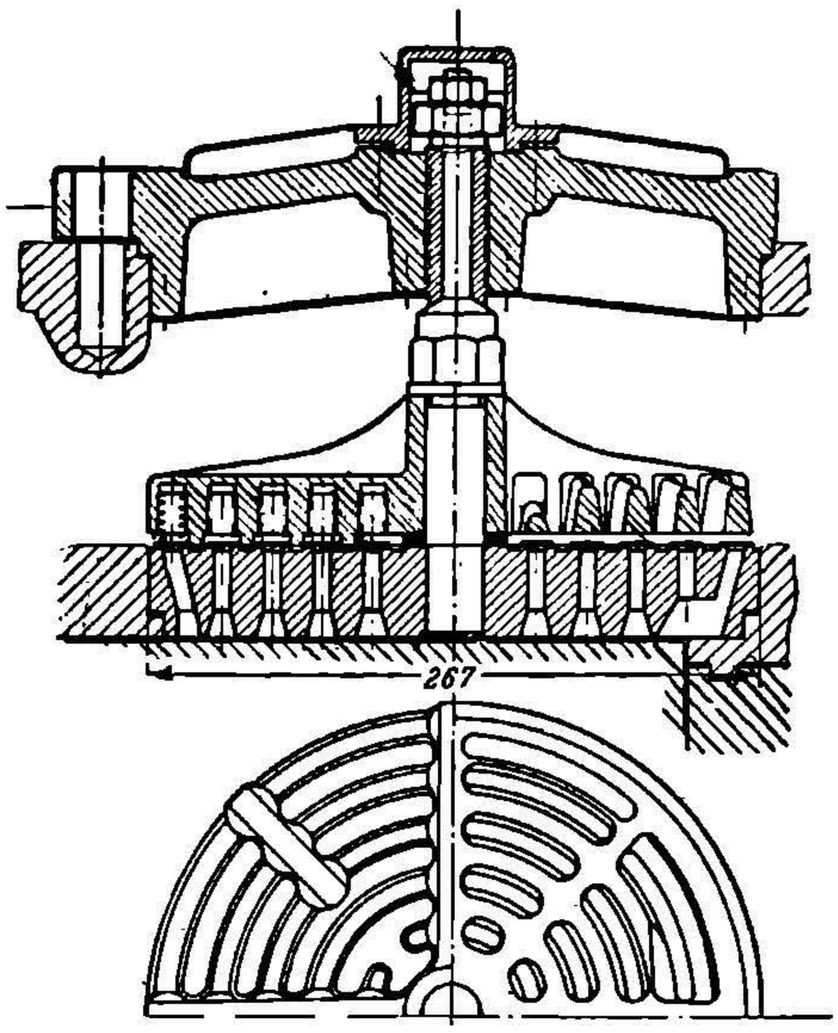


Фиг. 139. Воздушный компрессор передачи.

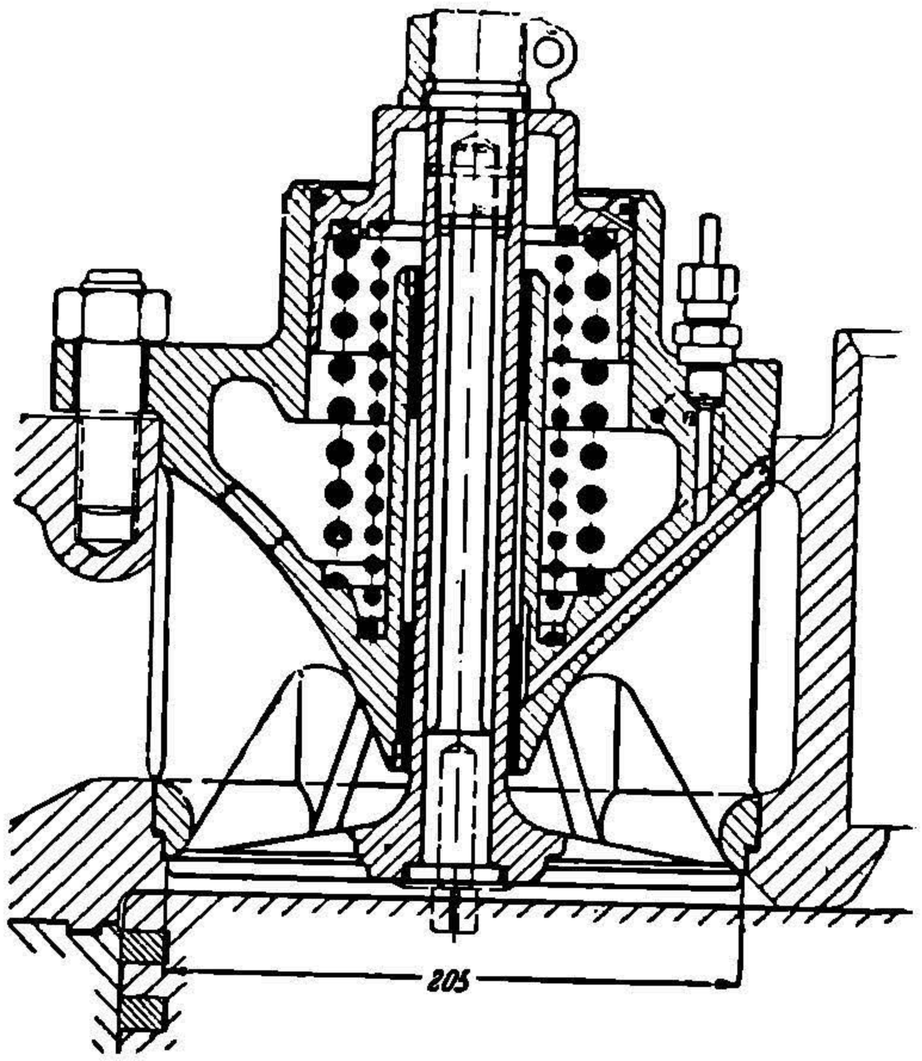
a—управляемый всасывающий тарелочный клапан, *b*—автоматический нагнетательный кольцевой клапан, *c*—кулачковый вал, *d*—сопла для впрыскивания воды, *e*—смазочные отверстия, *f*—патрубки для всасывания, *g*—патрубки для нагнетания, *h*—разгрузочный и предохранительный клапаны, *i*—соединение с воздухоподогревателем, *k*—насос, подающий воду для охлаждения, *l*—смазочный насос, *m*—зубчатая передача между главным и распределительным валами, *n*—маховик и соединительная муфта.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

в этой области выбор предстоял из трех предложений: рубашечное охлаждение водой, поршневое охлаждение маслом или охлаждение водой, впрыскиваемой непосредственно в цилиндр. Принпмая во внимание, что максимальная температура сжатого воздуха рассчитана была в 200°, для соблюдения ее при политропическом сжатии, необходимо было отводить от 70 000 до 75 000 *кал/час* с 1 $м^2$ охлаждаемой поверхности. Такой значительный отвод тепла—в крайне неблагоприятных условиях теплопередачи стенками, покрытыми маслом, при очень ограниченной площади передачи и при значительных в то же время числах оборотов — оказался невозможным помощью двух первых способов. Опыты с рубашечным и



Фиг. 140. Нагнетательный клапан компрессора передачи.
Внутреннее кольцо толщиной 1,6 *мм*.
Наружное „ „ 2,0 „



Фиг. 141. Всасывающий клапан компрессора передачи.

поршневым охлаждением показали, что уже при мощности, передаваемой компрессором, в 400 *л. с.* расчетная температура в 200° не выдерживается. Таким образом остался наиболее действенный путь охлаждения воздуха при помощи непосредственно впрыскиваемой в него воды. Произведенные в 1926 г. опыты с подобным охлаждением при постройке компрессора дали вполне благоприятные результаты и послужили материалом для разработки конструкции точно регулируемого водяного насоса и безотказно работающего сопла с распыливанием воды. В основу конструкции водяного насоса, обеспечивающего подачу воды с некоторым избытком, был положен принцип конструкции топливных насосов.

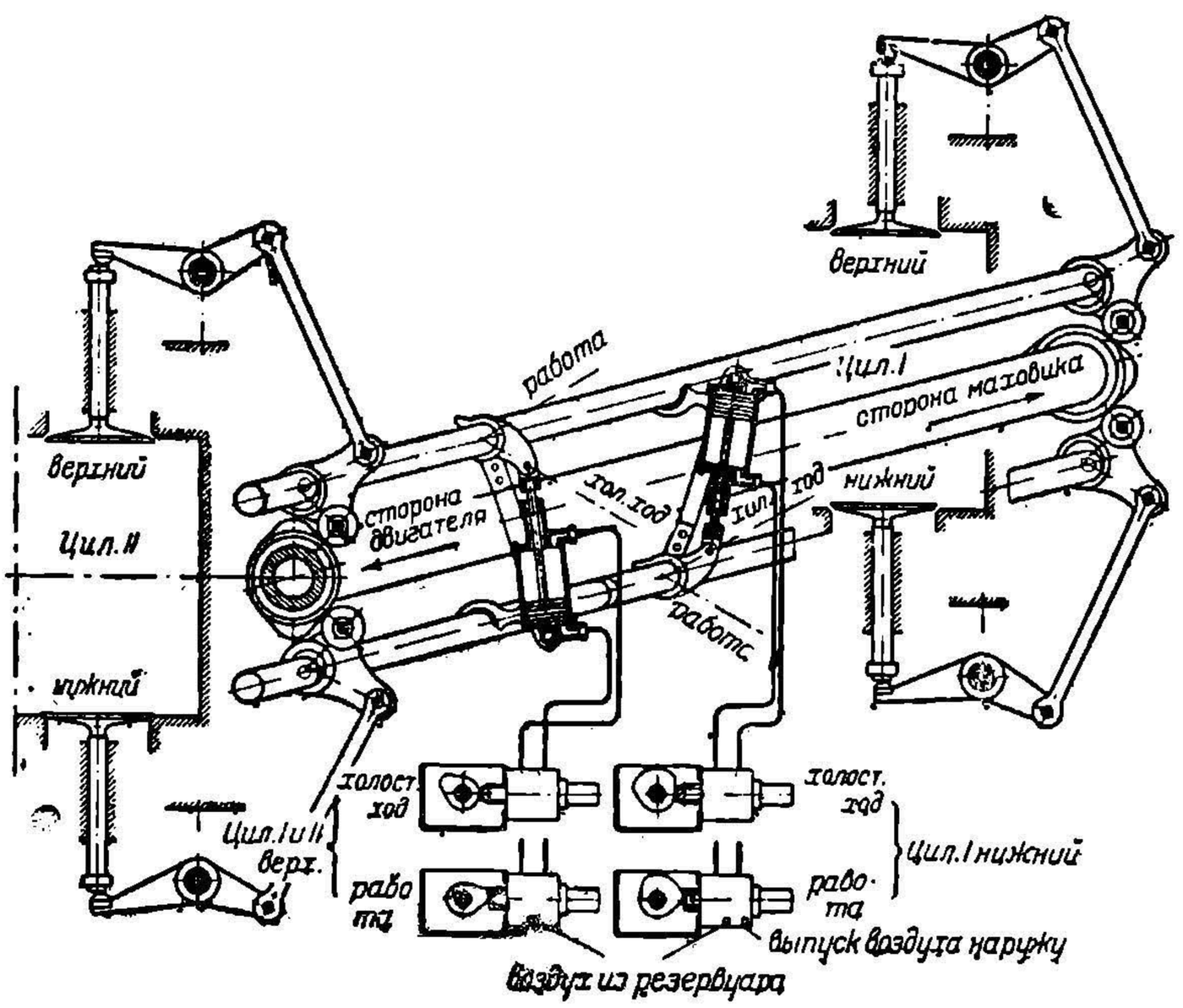
Приведенный на фиг. 144 чертеж насоса снабжен подписями, которые поясняют его устройство. Насос расположен со стороны маховика двигателя и включен в привод распределительного механизма, так как он должен работать с тем же числом хода поршня, как и компрессор. Вода подается к соплу, конструкция которого видна из фиг. 145, с давлением в 200 *am* и, примерно, на половине хода поршня смешивается с поступившим в цилиндр воздухом, превращаясь как бы в туман.

Опыты с впрыскиванием воды производились как с холодной, так и с водой, готовой к парообразованию. Горячая вода дала очень хорошие результаты при применении ее на испытаниях торможения паровозов противодавлением. По сравнению с холодной водой она оказалась гораздо более теплопоглощающей. Однако условия работы воды в двух рассматриваемых нами случаях являются в основе своей различными. При торможепии имеется в виду при некоторой средней температуре получить возможно большую рабочую диаграмму (торможения). Во время же работы компрессора задачей ставится при возможно большей подаче воз-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

духа добиться наименьшей рабочей диаграммы. Из этого вытекают и совершенно различные условия впрыскивания воды. В то время как при торможении достаточным является отнять при помощи горячей воды тепло от воздуха во время хода всасывания, при работе компрессора является необходимым охладить воздух во втором периоде сжатия и тем ослабить неизбежные потери при всасывании воздуха. При таком позднем впрыскивании температура выталкиваемого воздуха понижается достаточно, однако рабочая диаграмма при этом становится преувеличенной.

На основании полученного опыта было решено производить охлаждение воздуха холодной водой. Этот метод, как оказалось впоследствии, хорошо себя зарекомендовал, и температура воздуха даже при наибольшей производительности компрессора не превышала 200°. Количество впрыскиваемой воды точно отве-



Фиг. 142. Схема управления клапанами компрессора.

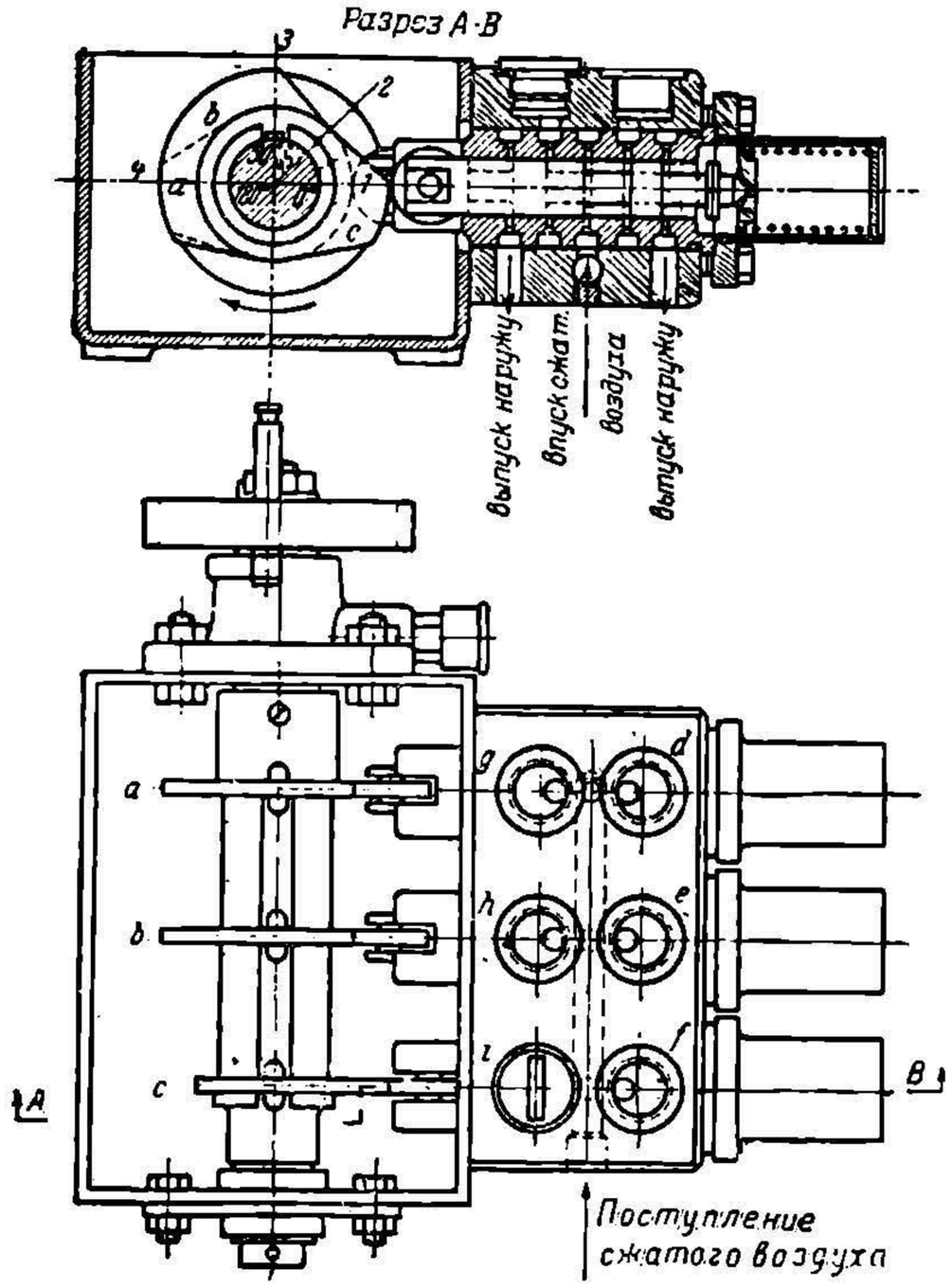
чало при этом тому ее количеству, которое действительно испарялось. Сами по себе порции воды чрезвычайно ничтожны. Они составляют всего лишь от 2 до 3% от веса воздуха и дают в результате при развитии компрессором полной производительности расход воды в 0,5 $м^3/час$, который в нормальных условиях эксплоатации никогда однако не достигается. Естественно, что чистота воды при больших ее расходах играет значительную роль. Были произведены опыты и с сильно загрязненной водой. При этом оказалось, что умеренные отложения накипи образовались в подогревателе воздуха, откуда они и были удалены соответственной очисткой. Чтобы избежать по возможности хлопот, воду предварительно очищают, пропуская через двухстенные патрубки выхлопных газов, где она нагреваясь выделяет твердые отложения. Эти отложения удаляются очисткой. Пройдя выхлопные патрубки, вода вновь охлаждается и поступает через напорный резервуар к водяному насосу.

Наравне с описанными опытами по охлаждению воздуха были произведены также опыты с компрессором во время его работы и без всякого охлаждения сжатого воздуха. Опыты эти были сделаны с той целью, чтобы установить, насколько возможна работа компрессора в случае отказа от работы системы охлаждения. Естественно, что при этом значительно повысился расход мощности на единицу подаваемого воздуха и вследствие этого понизился к. п. д. передачи. Было, одна-

НБ УДУНТ (ДІТІ)

ко, установлено, что работа безболезненно может продолжаться втечение 30—45 мин. Что же касается опасений относительно возможных при этом взрывов смазки, то они оказались напрасными. С 1925 г., т. е. со времени постройки компрессора, не произошло ни одного случая взрыва. Правда, необходимо отметить, что за количеством подаваемой смазки все время строго следили, и эта подача точно отвечала действительно потребному ее количеству. Поэтому во время испытания ни разу не было обнаружено нагара на стенках воздухоподогревателя и только непосредственно у места входа воздуха можно было заметить незначительные следы оседания масла.

Испытания компрессора подтвердили теоретические подсчеты. Примером служит замер, произведенный втечение одной минуты при 400 об/мин, давлении



Фиг. 143. Распределительный золотник к сервомотору для разгрузки компрессора путем подъема всасывающих клапанов.

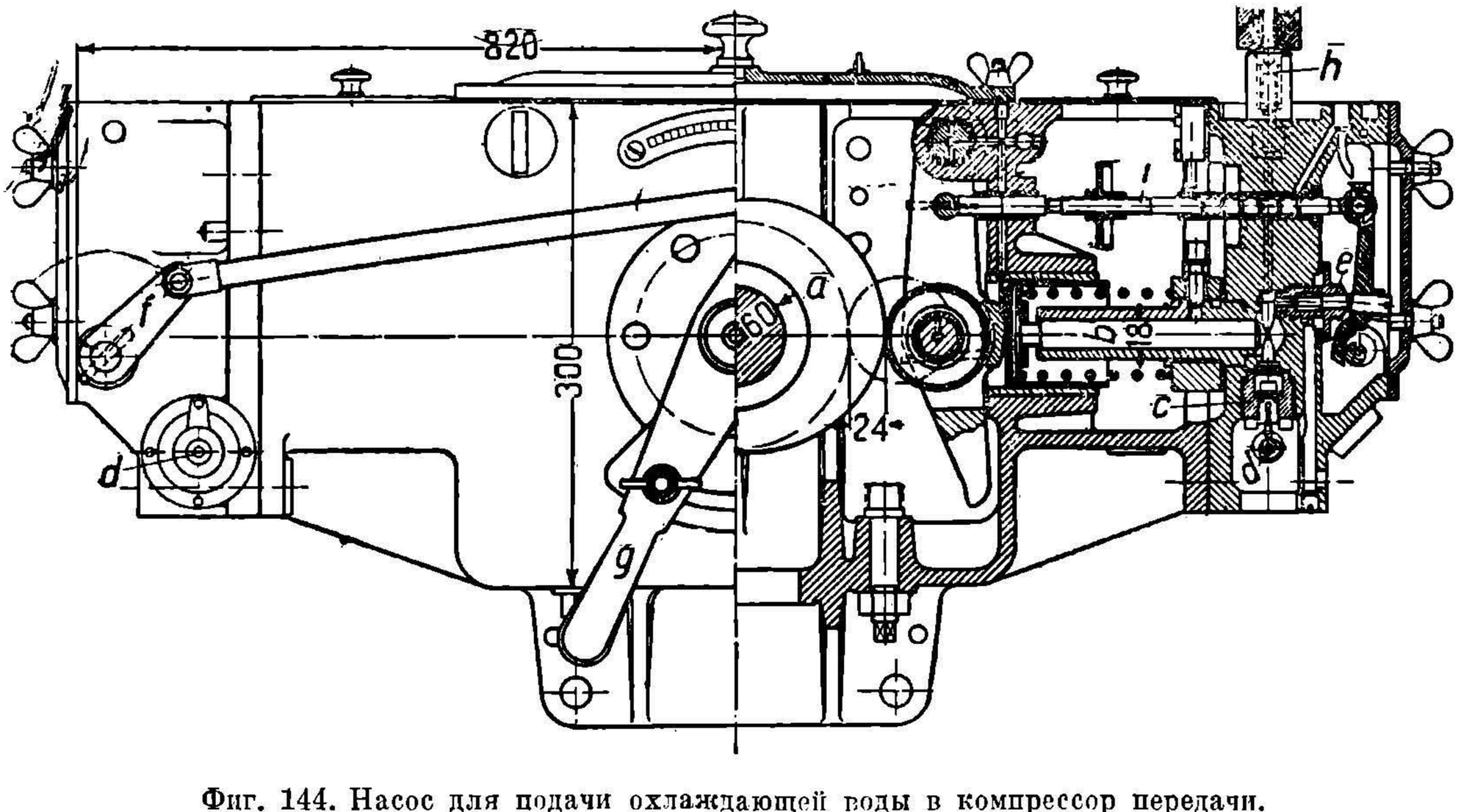
1—положение, когда вспомогательный выхлопной клапан открыт, *2*—то же, когда клапан закрыт. *3*—положение, когда 1 цилиндр работает нижней полостью, *4*—положение, когда цилиндры *I* и *II* работают верхними полостями. *a*—кулачки для перестановки верхних клапанов цилиндров *I* и *II*. *b*—то же, для нижних цилиндра *I*: *c*—то же для вспомогательного выпускного клапана, *d* соединение нижней полости сервомотора с верхними полостями цилиндров *I* и *II*, *e* соединение нижней полости сервомотора с нижней полостью цилиндров, *f*- соединение нижней полости сервомотора с вспомогательным выхлопным клапанам, *g*—соединение верхней полости сервомотора с верхними полостями цилиндров *I* и *II* (холостой ход), *h*—соединение верхней полости сервомотора с нижней полостью цилиндра *I* (холостой ход), *i*—запасное соединение.

$p=7$ *атм* и температуре воздуха в 208°, отвечающей подаче охлаждающей воды в 5,5 *кг*. Количество смеси получилось при этом равным 181 *кг*. Подсчетом на основании размеров компрессора количество смеси за то же время определено в 183 *кг*. Сопоставляя две цифры, полученные разными путями, можно сказать, что сходимость теоретического подсчета с практическим результатом достаточно высока.

Подогреватель воздуха разработан на осповании опытов со стационарными установками завода МАН. Устройство его можно понять из продольного и поперечного разрезов, приведенных на фиг. 146. Воздух, поступающий в подогреватель из компрессора, омывает пучок труб снаружи их. Выхлопные же газы двигателя, как носители тепла проходят внутри труб и отдают это тепло через трубы воздуху. Пучки труб имеют при этом возможность удлиняться при нагревании, будучи концами своими укреплены в сальниках. Кожух подогревателя воздуха изготовлен сварным из листового железа, пучки же труб могут выниматься из него целыми комплектами. Патрубок для входа воздуха и половина первого канала подогревателя соединяются наглухо с компрессором, в то время как остальная часть подогревателя удерживается патрубком для выхода воздуха. Между двумя этими частями имеется гибкое соединение, допускающее некоторое пере-

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

мещение их друг относительно друга. Очистка подогревателя может производиться через крышку, устроенную в переходной камере для отходящих газов. При расчете поперечного сечения подогревателя были приняты следующие скорости при длительной нагрузке: для отходящих газов в 45 *м/сек* и для воздуха в 15 *м/сек*. Падение давления не учитывалось, и величина коэфициента теплопередачи была принята равной 22,5 *кал/м² час 1°С* с учетом некоторого загрязнения нагревающей поверхности. Последующее испытание воздухо-подогревателя на стенде дало несколько более высокий коэфициент теплопередачи, а именно в 30 *кал/м час 1°С*. Поэтому принятая поверхность нагрева в 82,5 *м²* может считаться более чем доста-



Фиг. 144. Насос для подачи охлаждающей воды в компрессор передачи.
a—приводные кулачки, *b*—плунжер насоса, *c*—всасывающий клапан, *d*—включающее приспособление, (подъем всасывающего клапана), *e*—перепускной клапан, *f*—управление подачей с поста управления, *g*—рукоятка для управления подачей воды, *h*—нагнетательный трубопровод для воды, *i*—толкатель для перепускного клапана.

точной. При наибольшей развивавшейся двигателем мощности температура воздуха, измеренная за подогревателем, достигала 350° и более.

Весь воздухоподогреватель заключен в железный каркас при помощи которого он может легко быть поднят над тепловозной рамой.

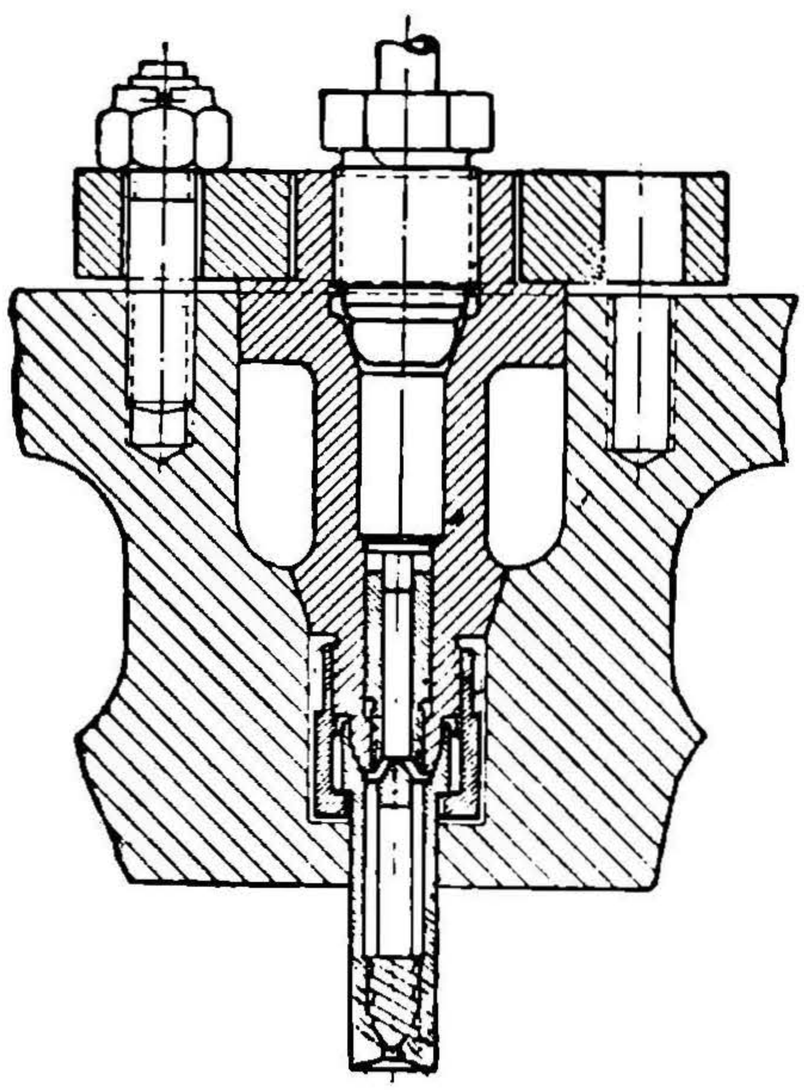
На воздухоподогревателе установлены предохранительные клапаны Акермана и кроме того несколько предохранительных пластин. На фиг. 147 показан большой предохранительный клапан под нагрузкой сжатого воздуха и пружины. Одна воздушная нагрузка при той величине тарелки клапана, которая в данном случае принята, не гарантирует плотного закрытия клапана. В случаях же необходимости произвести экстренную разгрузку клапана от воздушного давления, на постах машиниста установлены краны управления.

Рабочая машина спроектирована для сравнительно низкого рабочего давления и потому имеет цилиндры значительного диаметра. Кроме того, ввиду значительного количества проходящего через машину воздуха, приняты меры против дросселирования давления в распределительных органах машины и потому золотник выполнен диаметром в 250 *мм* с двойным впуском (фиг. 148). Для холостого хода машины на впускных трубах предусмотрены два всасывающих воздух клапана обычной конструкции. Клапанный регулятор расположен у переднего поста управления тепловозом и может обслуживаться в одинаковой мере и с заднего поста.

Управление тепловозом. В целях приближения управления тепловозом к управлению обычным паровозом все основные включения приборов осуществляются автоматически при помощи сжатого воздуха. Для этого при

НБ УДУНТ (ДІІТ)

помощи регуляторного вала, расположенного на высоте компрессора, движение клапанного регулятора передается на три распределительных золотника, которые управляют подводом воздуха к отдельным разряжающим работу компрессора серво-моторам; последние приведены на фиг. 142 и о них говорилось уже на стр. 132. Они открывают также доступ воздуху для управления всасывающими клапанами и к вспомогательному пусковому золотничку на воздухопроводе к клапанному регулятору. Воздух, все время подаваемый всасывающими клапанами с нижней стороны поршня второго цилиндра компрессора, проходит, таким образом, в подогреватель и при закрытом регуляторе может быть отведен при помощи вспомогательного выпуска в выхлопную трубу.



Фиг. 145. Водяная форсунка для охлаждения компрессора.

Отдельные ступени подачи воздуха отмечены на направляющем секторе регуляторного рычага. Открытие регулятора изменяется в соответствии с величиной подачи воздуха компрессором, и при медленном перемещении регуляторного рычага, вместе с заранее установленным числом оборотов дизеля, трогание тепловоза с места получается в отношении развития и изменения им силы тяги, ничем не отличающееся от трогания с места обычного паровоза. Для того чтобы предотвратить при случаях быстрой разгрузки дизеля чрезмерное повышение числа его оборотов, в помощь регулятору с сервомотором, который в таких случаях не может быстро реагировать, на тепловозе, у рычага регулятора, установлен особый клапан (фиг. 149), который может быть назван стоп-клапаном. Этот последний при закрытии регулятора рычагом его, открывает доступ сжатому воздуху к двум распределительным поршенькам, установленным в машинном помещении и имеющим назначение уменьшать подачу топлива в цилиндры двигателя и прекращать подачу воды в компрессор. Регулировка же этой подачи производится с обоих постов машиниста в зависимости от температуры воздуха в нагнетательных патрубках компрессора; эти температуры читаются машинистом по пирометру.

Таким образом у машиниста сосредоточено в руках управление тепловозом при помощи маховика подачи топлива, рукоятки, регулирующей подачу воды в компрессор, реверса рабочей машины и регулятора.

Испытание тепловоза. После испытания отдельных частей тепловоза, отмеченного выше, и испытания тепловоза в целом на катках локомотивной станции в Эсслингене, тепловоз после ряда пробных поездок был принят в ноябре 1929 г. Управлением Германских ж. д. и в скором времени направлен для научного испытания на испытательную локомотивную станцию германских ж. д. в Груневальде (под Берлином). Испытания тепловозу производились в пути при помощи тормозного паровоза [1] втечение января по сентябрь 1930 г. [2].

Были произведены опыты как с управляемыми всасывающими клапанами, так и с самодействующими. Последние опыты дали большой расход топлива и понижение мощности на крюке в пределах от 10 до 18% по сравнению с резуль-

---

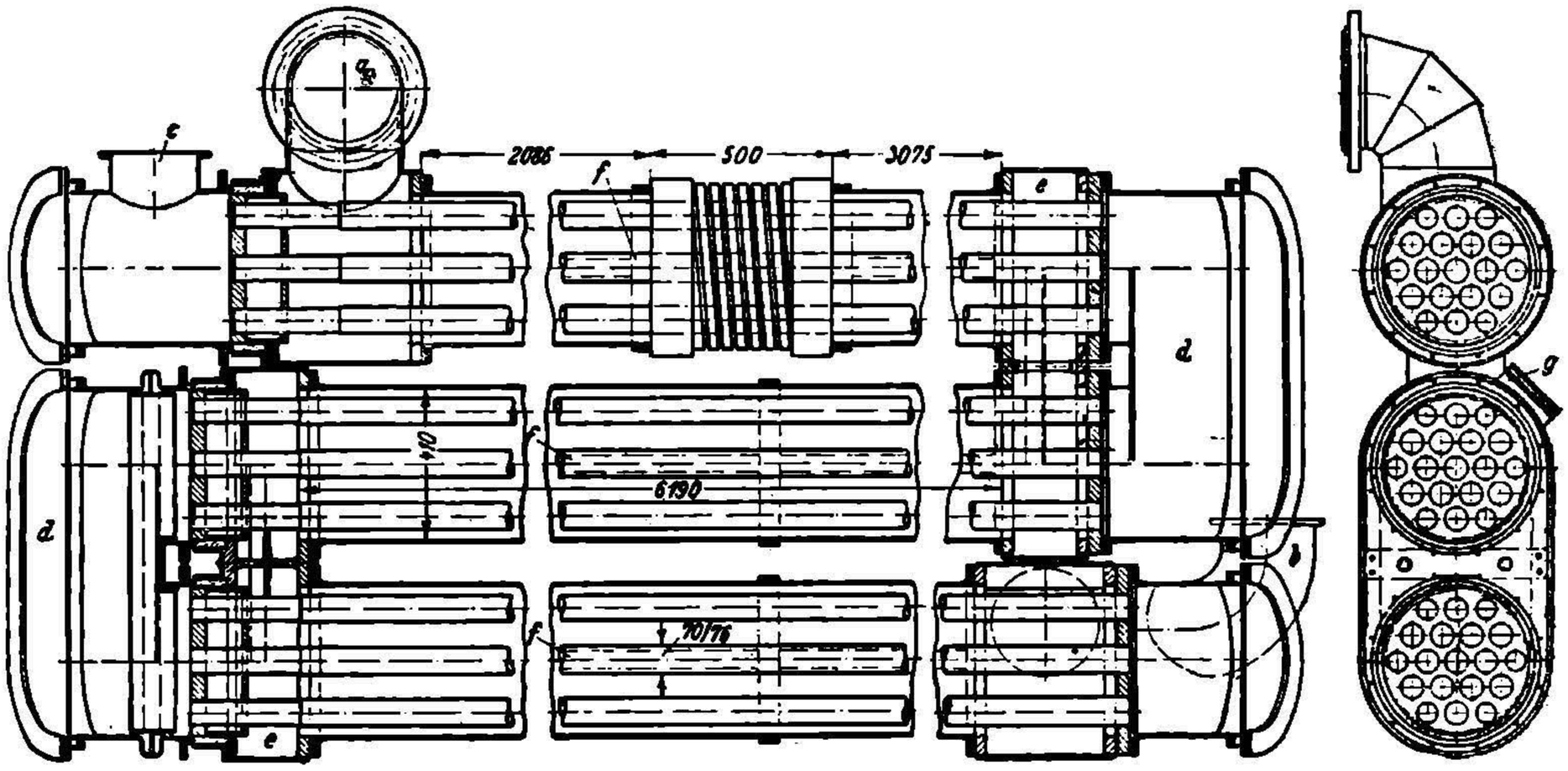
[1] С. Н. Кошкин, Испытательные локомотивные станции, «Локомотивостроение», сборник 4-й, стр. 110—131.

[2] H. Nordmann. Ueber Diesellokomotiven unter besonderer Berücksichtigung der Versuchsergebnisse der Dieseldruckluftlokomotive der Deutschen Reichsbahn. Glasers Annalen, 1931, № 1307, I. XII, стр. 93—98.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

татами опытов при управляемых клапанах. Приводимые ниже результаты касаются опытов при управляемых клапанах и даются в форме, принятой на германских ж. д. и отличной, как это легко заметить, от нашей, приведенной при описании тепловоза Э^{мх} 3.

На фиг. 150 приведен расход тепловозом топлива в *г/л. с.* в зависимости от мощности, развиваемой на крюке для четырех испытывавшихся скоростей: 20, 40, 60 и 80 *км/час*. Расход приведен к топливу с теплотворной способностью в 10 000 *кал*. Предположение, что расход топлива будет значительно колебаться, в зависимости от конечной температуры сжатого воздуха в компрессоре, не подтвердилось. Для установления этого обстоятельства опыты производились на скоростях в 60 и 80 *км/час* при вышеуказанных температурах воздуха в 140° и в 180° С; разницы в расходе топлива не получилось. Дальнейшие опыты велись при температуре в 180° С. Наивысший часовой расход топлива в 250 *кг/час* полу-

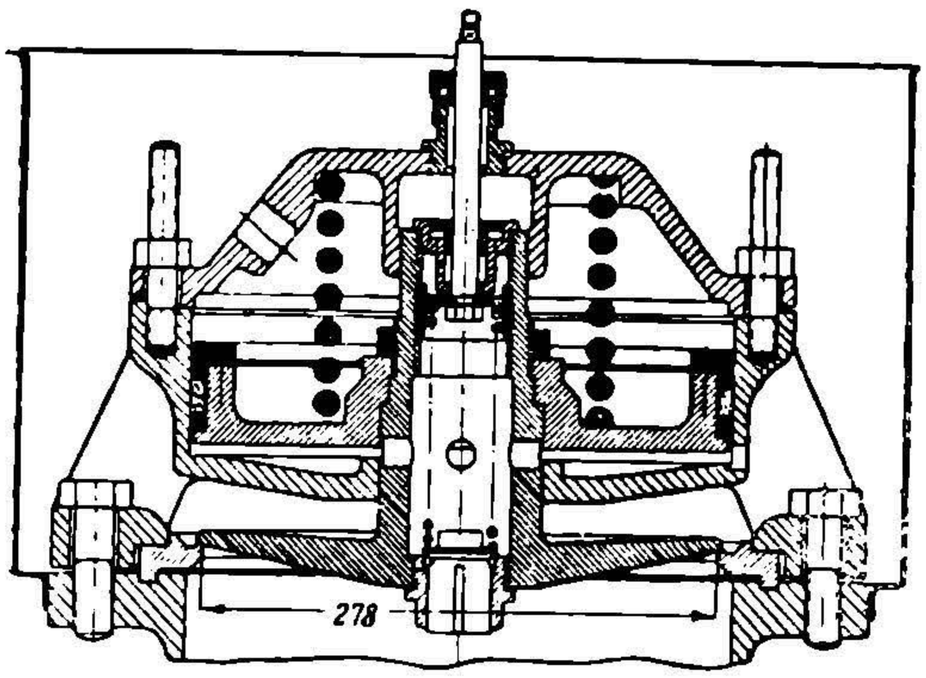


Фиг. 146. Воздухоподогреватель между компрессором и цилиндрами рабочей машины. *a*—патрубок для входа воздуха, *b*—патрубок для входа газов, *c*—патрубок для выхода газов, *d*—соединительная камера газовых каналов, *e*—соединительная камера воздушных каналов, *f*—трубы для передвижения газов, *g*—нажимная пластина, *h*—уравнительный металлический шланг.

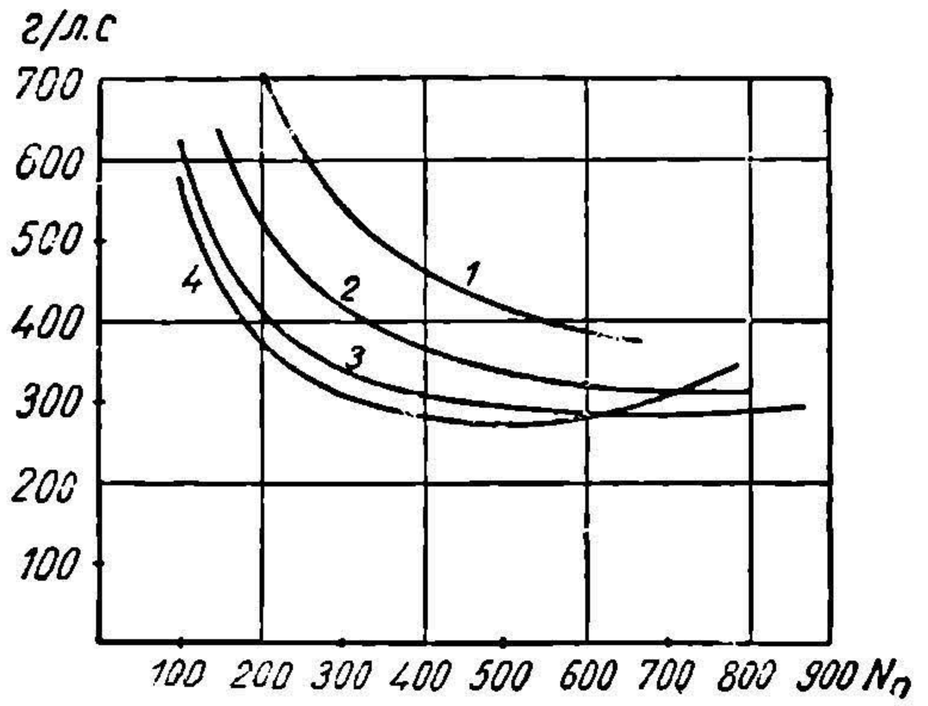
чен был при работе двигателя на 450 об/мин и отвечал, можно сказать, пределу мощности паровоза по котлу с расходом пара в 57 *кг/м² час*. Нормальной же работе отвечал расход тепловозом топлива в 217 *кг* при 400 об/мин. При умножении ординат фиг. 150 на 10 можно получить величину расхода тепла на единицу мощности в кал. в час. На фиг. 151 приведена мощность тепловоза в зависимости от скорости для двух чисел оборотов дизеля: 400 и 450 об/мин и при одном и том же давлении воздуха при выходе его из компрессора, а именно 7 *ати*. Максимальный к. п. д. тепловоза, отнесенный к крюку его, получился равным 23%. как это видно из фиг. 152, где он приведен в зависимости от скорости при различных нагрузках. На фиг. 153 к. п. д. дан в зависимости от развиваемой тепловозом мощности и для четырех различных скоростей.

Картину изменения температур отходящих газов и сжатого воздуха перед входом в подогреватель и после него дает фиг. 154, где температура дана в функции от мощности тепловоза на крюке при скорости 20 *км/час*. В среднем сжатый воздух нагревается от 180° до 300° С и нагревание получается пропорциональным увеличению мощности. Температура отработанного воздуха, как видно из фиг. 154, росла вместе с мощностью от 75° до 135° С. Это изменение от мощности на больших, чем 20 *км/час*, скоростях получалось менее значительным, и температура держалась около 115° С. Рассматриваемая температура была достаточно высока даже и при небольших наполнениях машины, иначе говоря, при значительном расширении воздуха, так что какого-либо замораживания цилиндров никогда не наблюдалось. Изменение давления в золотниковой коробке, в зависимости от раз-

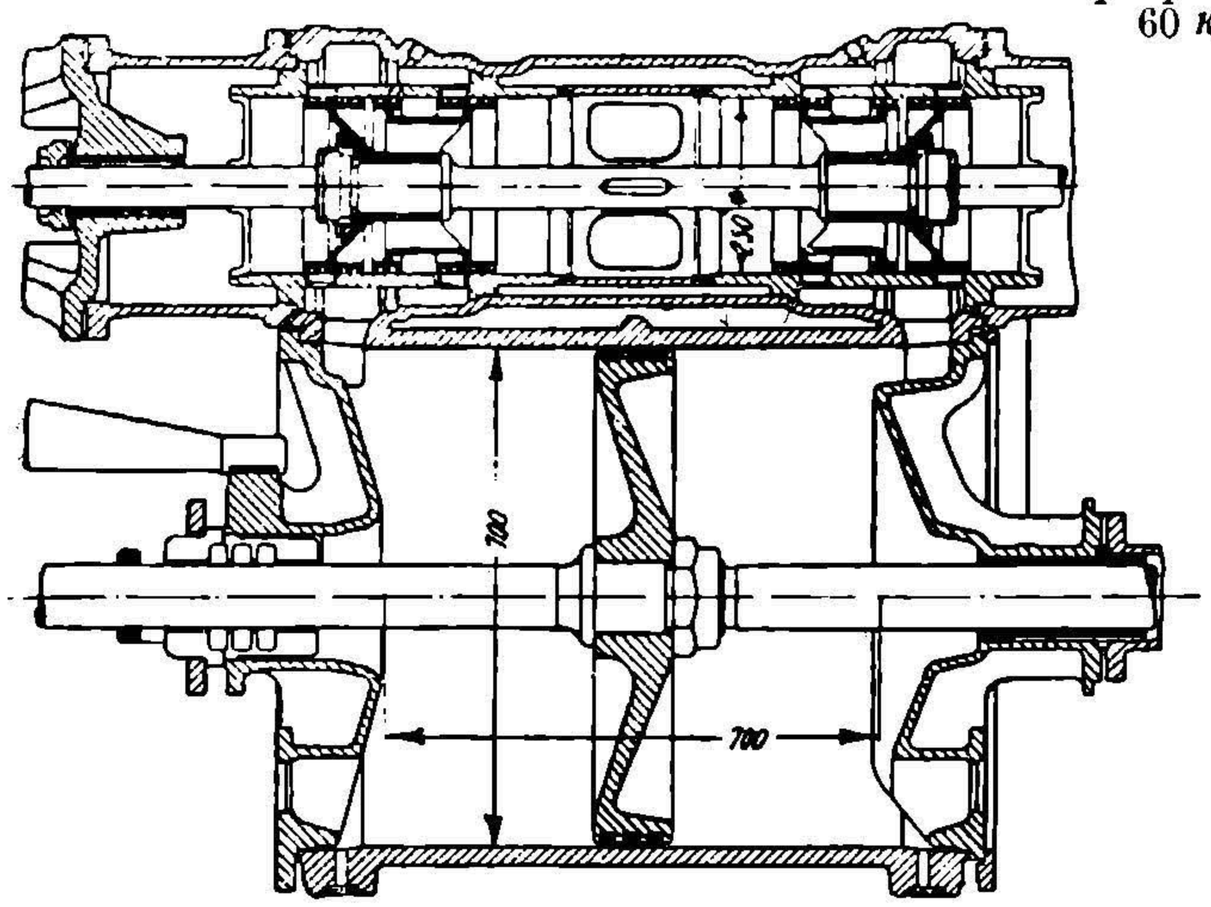
НБ УДУНТ (ДІІТ)



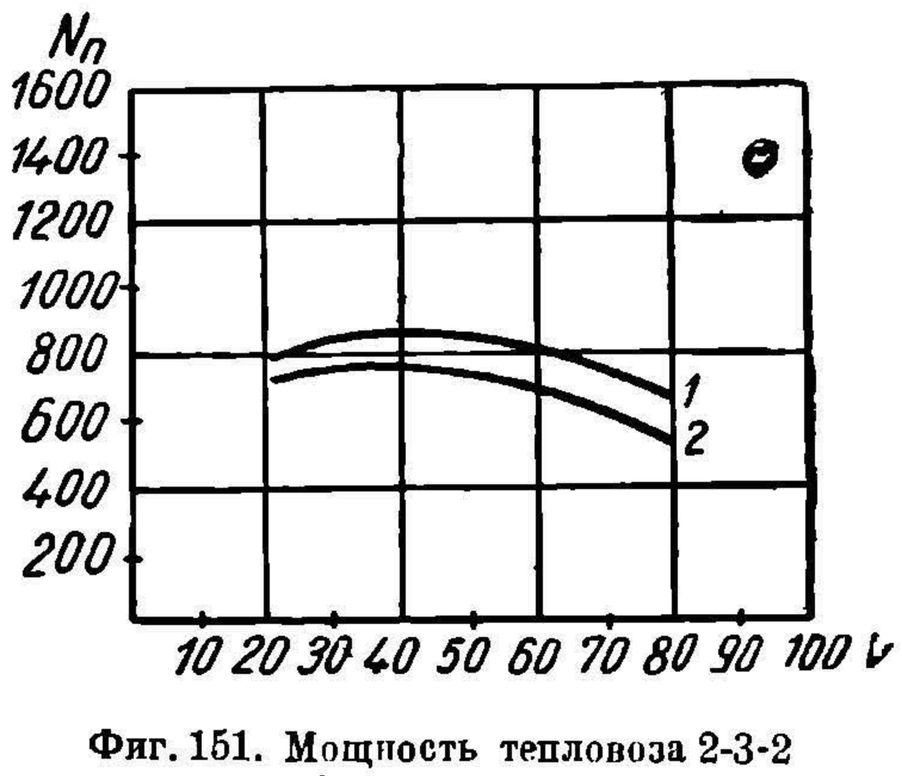
Фиг. 147. Предохранительный клапан под нагрузкой сжатого воздуха и пружины.



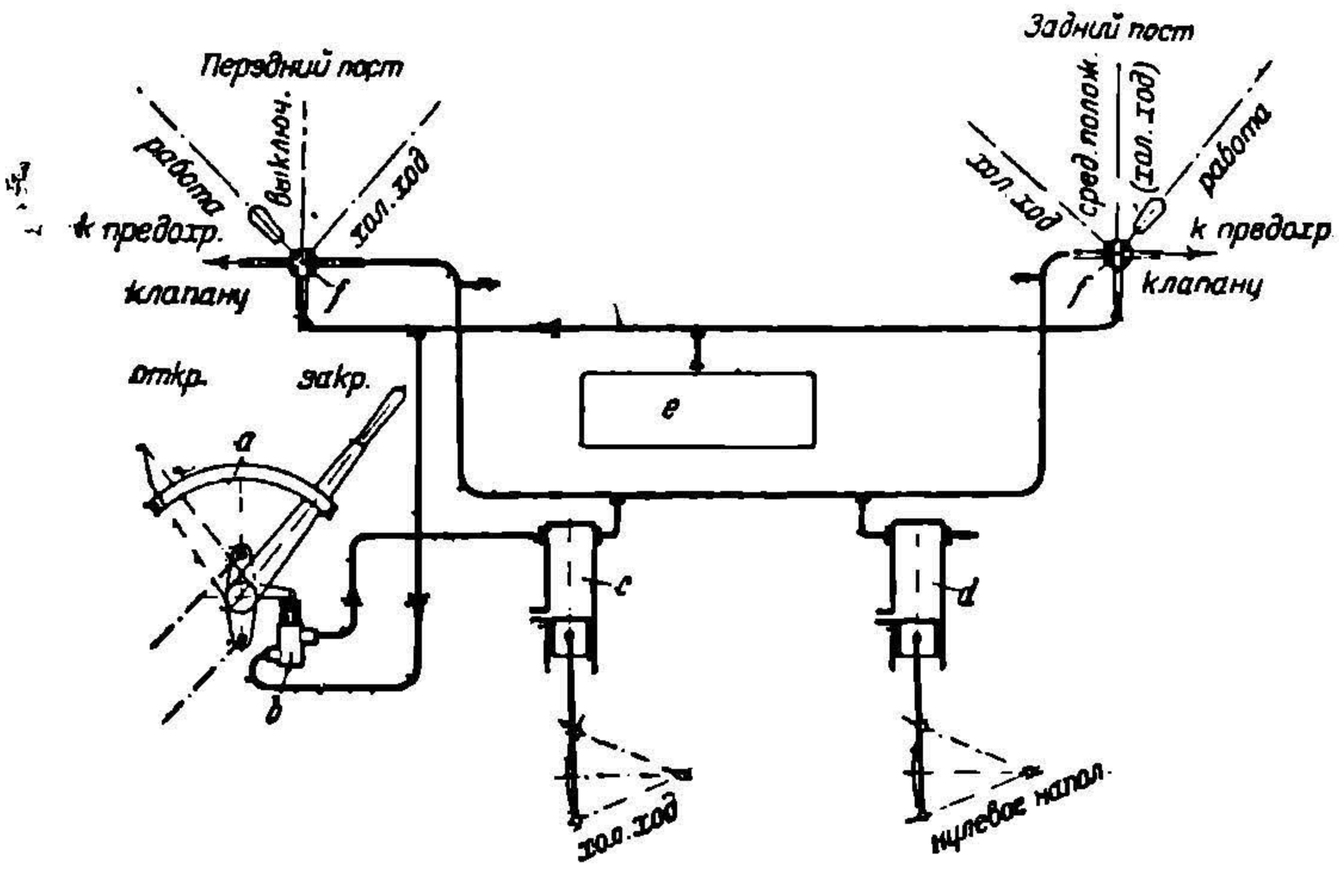
Фиг. 150. Расход топлива тепловозом 2-3-2 при различных скоростях. *1*—80 *км/час*; 2—60 *км/час*; *3*—40 *км/час*; *4*—20 *км/час*.



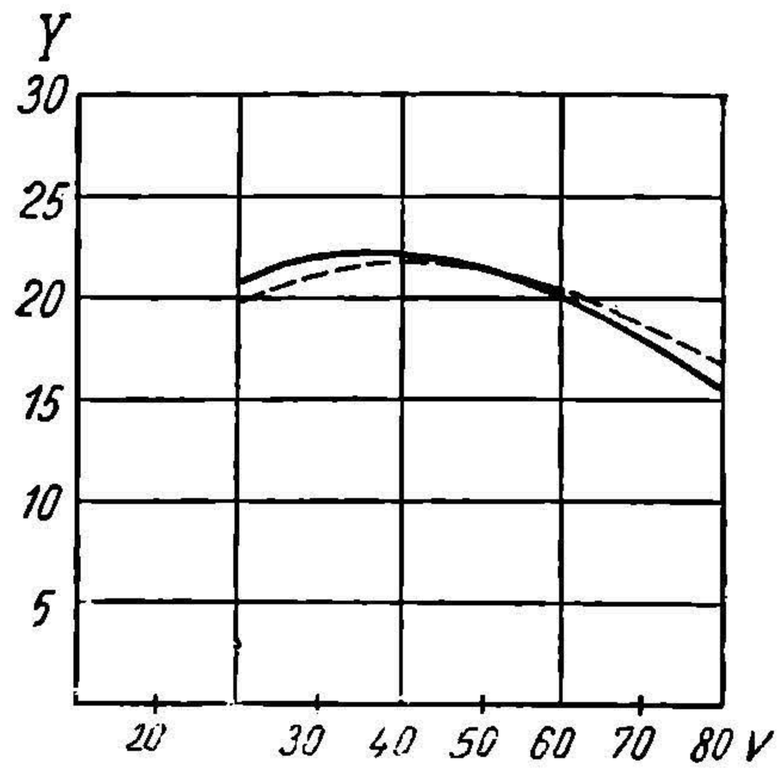
Фиг. 148. Цилиндр с золотниковой коробкой рабочей машины тепловоза типа 2—3—2.



Фиг. 151. Мощность тепловоза 2-3-2 на крюке. *1*—максимальная при *n*—450 об мин; *2*—длительная при *n*—400 об.мин.

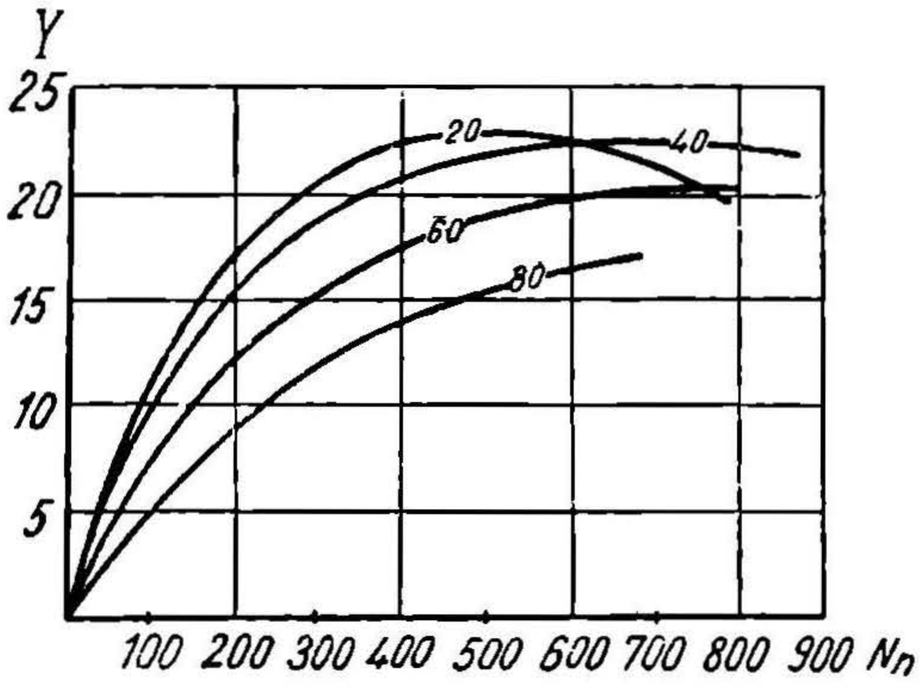


Фиг. 149. Воздушная схема к предохранительному клапану и к установке на холостой ход подачи воды и топлива. *a*—регулятор; *b*—стоп-клапан; *c*—воздушный цилиндр для топлива; *d*—воздушный цилиндр для воды; *f*—краны управления.

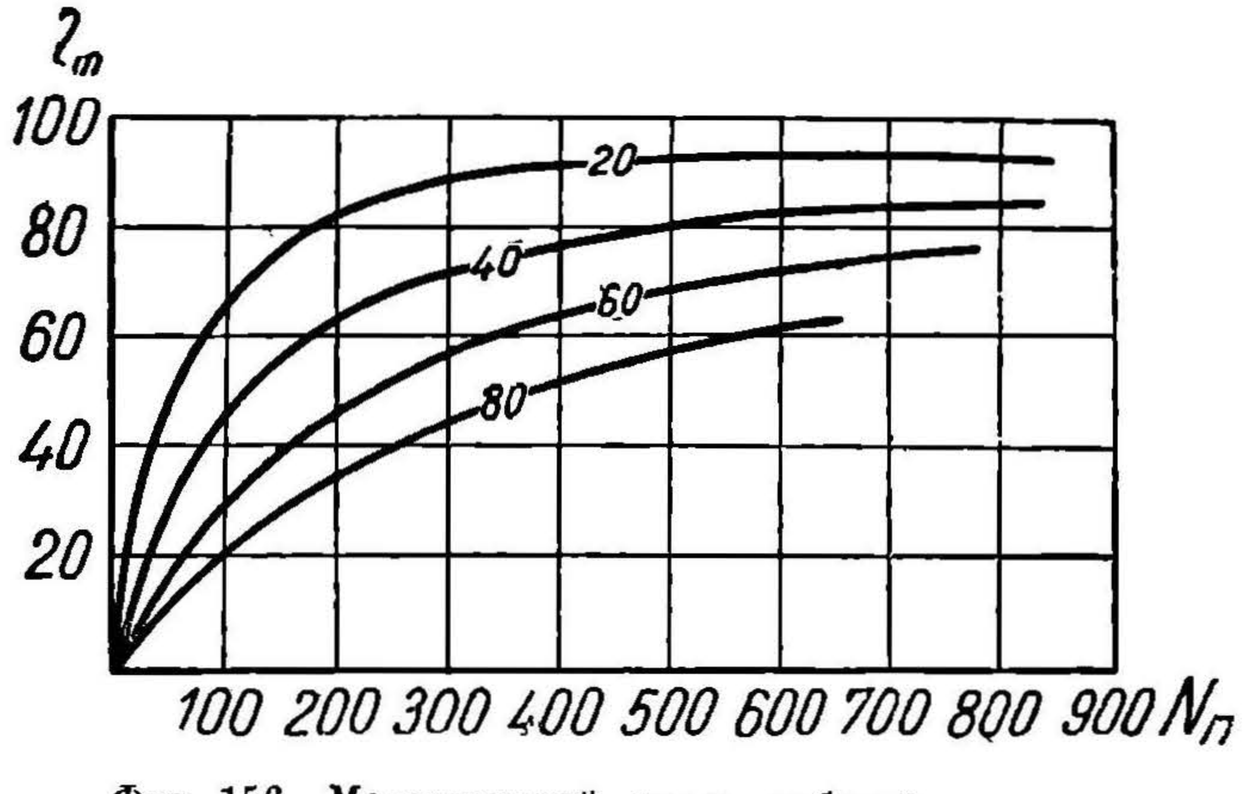


Фиг. 152. К. п. д. тепловоза 2-3-2 от топлива до крюка. для *n*-400 об/мин — сплошная линия и для *n*-450 об/мин пунктирная линия.

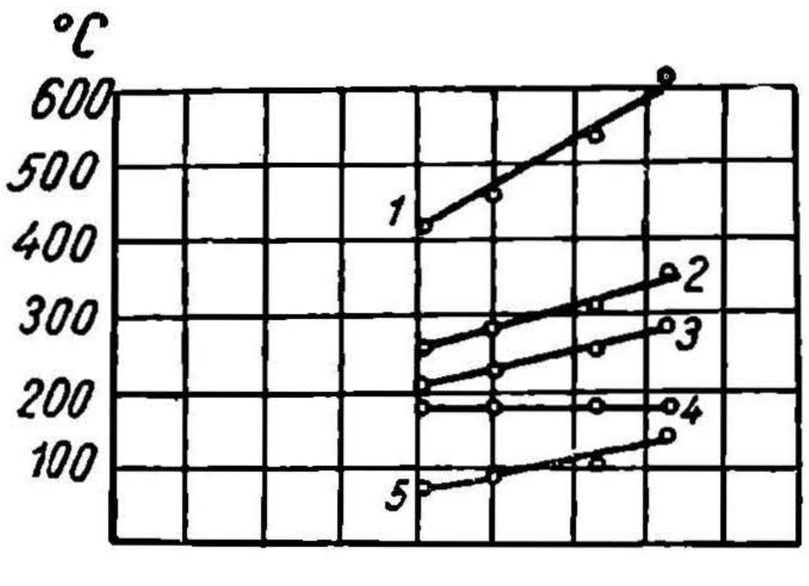
НБ УДУНТ (ДІІТ)



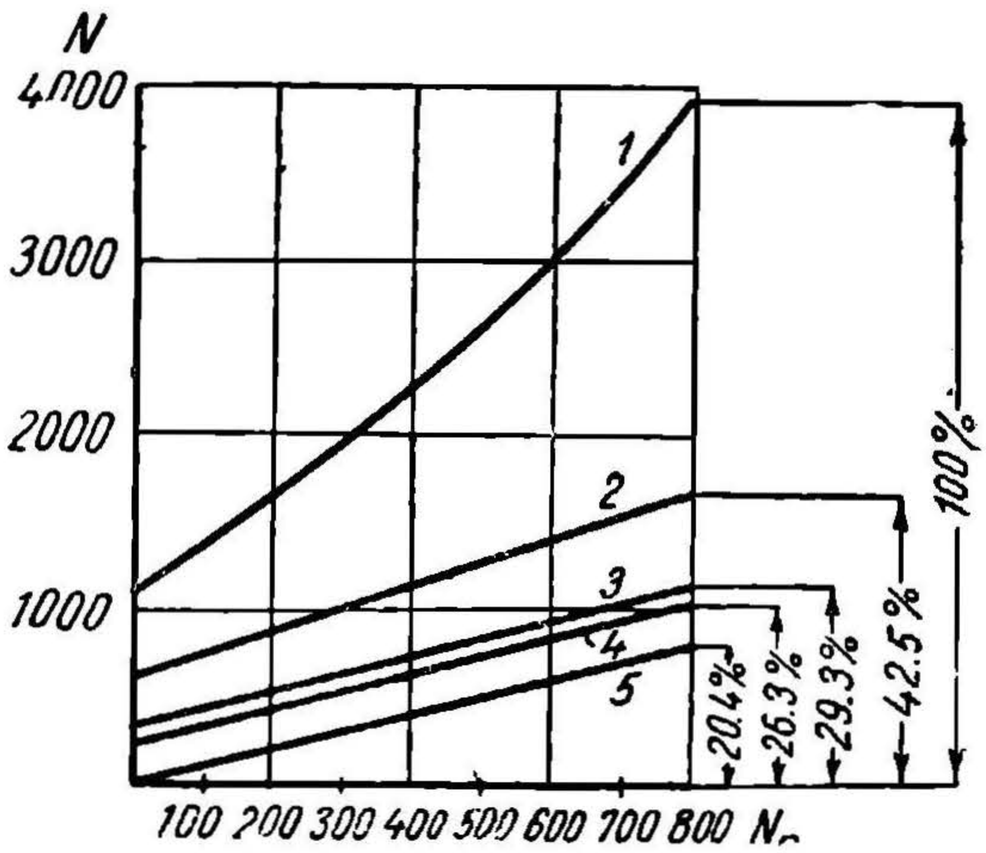
Фиг. 153. К.п.д. тепловоза для различных скоростей, отнесенный к крюку (цифры на кривых обозначают скорость в *км/час.*)



Фиг. 156. Механический к.п.д. рабочей машины при различных скоростях (цифры на кривых обозначают скорость в *км/час.*)

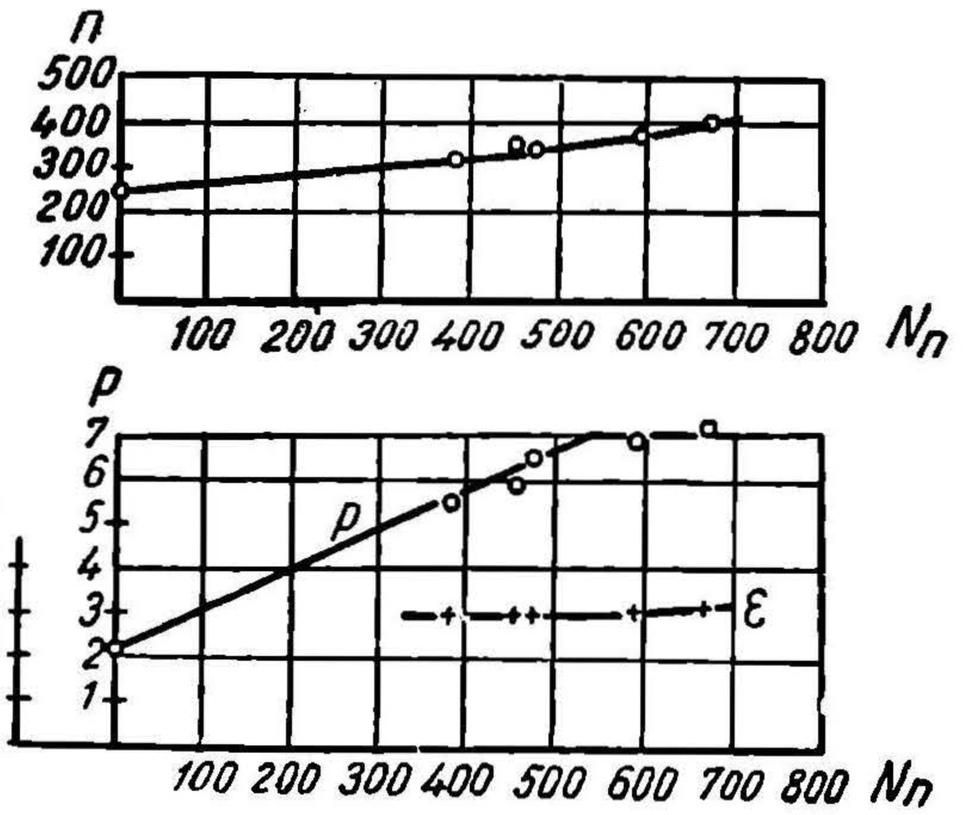


Фиг. 154. Температура отходящих газов и воздуха до и после воздухоподогревателя. *1* — температура газов до подогревателя, *2*— температура газов после подогревателя: *3*—температура воздуха после подогревателя; *4*—температура воздуха до подогревателя; *5*—температура воздуха отработанного.



Фиг. 157. Тепловой баланс тепловоза при *V*-60 *км/час.*

1—полная отдача топлива; *2*—индикаторная отдача двигателя; *3*—отдача на валу двигателя; *4*—индикаторная отдача компрессором; *5*—отдача на тяговом крюке.



Фиг. 155. Давление в золотниковой коробке.

виваемой тепловозом мощности, при одном и том же наполнении рабочей машины в 30% показано на фиг. 155, где, кроме этого приведено и — влекущее за собой изменение мощности — число оборотов двигателя. Такое понижение давления в золотниковой коробке является необходимым во избежание получения петель в рабочей диаграмме машины. Весьма неблагоприятными получились значения ме-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

ханического к. п. д. рабочей машины тепловоза; они приведены на фиг. 156 и указывают на значительное падение к. п. д. с увеличением скорости; такое явление в значительной мере должно быть объяснено большими размерами машины и ее тяжелыми частями.

На фиг. 157 приведен тепловой баланс тепловоза в зависимости от мощности для наиболее ходовой скорости в 60 *км/час*. Сравнивая результаты испытания этого тепловоза с результатами испытания тепловоза Э^{мх} 3, необходимо отметить, что к. п. д. тепловоза значительно ниже к. п. д. тепловоза с механической передачей.

Хотя испытаний тепловоза на динамическое воздействие его на путь и не производилось, но не трудно догадаться, что в данном случае нет отличия от воздействия на путь паровоза и что коэфициент динамичности этого тепловоза значительно выше, чем у тепловоза с механической передачей.

Соотношение между наибольшей касательной мощностью тепловоза, которая на основании фиг. 151 (относится к мощности на крюке) определяется в 900 *л. с.*, и его сцепным весом характеризуется величиной

$$\alpha = \frac{900}{54{,}6} = 16{,}5 \ л.\ с./т.$$

Такое значение α соответствует U_{min}=23 *км/час* (фиг. 3) в то время как тепловоз, предназначенный для пассажирской службы с развиваемой максимальной скоростью в 80 *км/час*, должен иметь U_{min} по крайней мере равную 40 *км/час*, Все это указывает на то, что сцепной вес тепловоза, а также и общий его вес не гармонируют с мощностью поставленного на тепловоз двигателя. Необходимо оговориться, что в данном случае диаграмма фиг. 3 не может быть безусловно применима, так как она построена для коэфициента сцепления, который может быть реализован локомотивами с равномерным распределением касательных усилий на ободе, между тем как рассматриваемый тепловоз к таким локомотивам отнесен быть не может, ввиду поршневой передачи усилий на его ведущие колеса. Однако, сравнивая этот тепловоз с аналогичным ему по типу и близким по весу (123,5 *т*) стандартным германским пассажирским танк-паровозом типа 2-3-2, мы находим, что при наибольшей касательной мощности паровоза в 1400 *л.* с. и сцепном его весе в 60 *т* величина α получается у него равной 23,3 *л. с./т*, т. е. значительно большей, чем получена у тепловоза.

Иначе говоря, тепловозу при касательной мощности в 900 *л. с.* было бы достаточным иметь сцепной вес

$$P_k = \frac{900}{23{,}3} = 38{,}6 \ т,$$

т. е. на 16 *т* ниже действительного. Не оправдывается таким образом и общий вес тепловоза в 124,6 *т*, отношение которого к сцепному весу, равное

$$\frac{124{,}6}{54{,}6} = 2{,}28,$$

указывает на необходимость применения для тепловоза более легкого двигателя, нежели поставленный.

Заключение представителя Центрального управления германских ж. д. Нордмана сделано не в пользу этого тепловоза с пневматической передачей. В своем докладе в Обществе германских инженеров тяги 21/X 1930 г.[1] Нордман, находя нецелесообразным осуществление пневматической передачи для тепловозов, как постоянно действующей и тем понижающей к. п. д. тепловоза, высказался за оставление пневматической передачи лишь как вспомогательной машины к тепловозу непосредственного действия. Иначе говоря, предложение его сводилось к осуществлению тепловоза Ансальдо лишь с некоторым видоизменением.

---

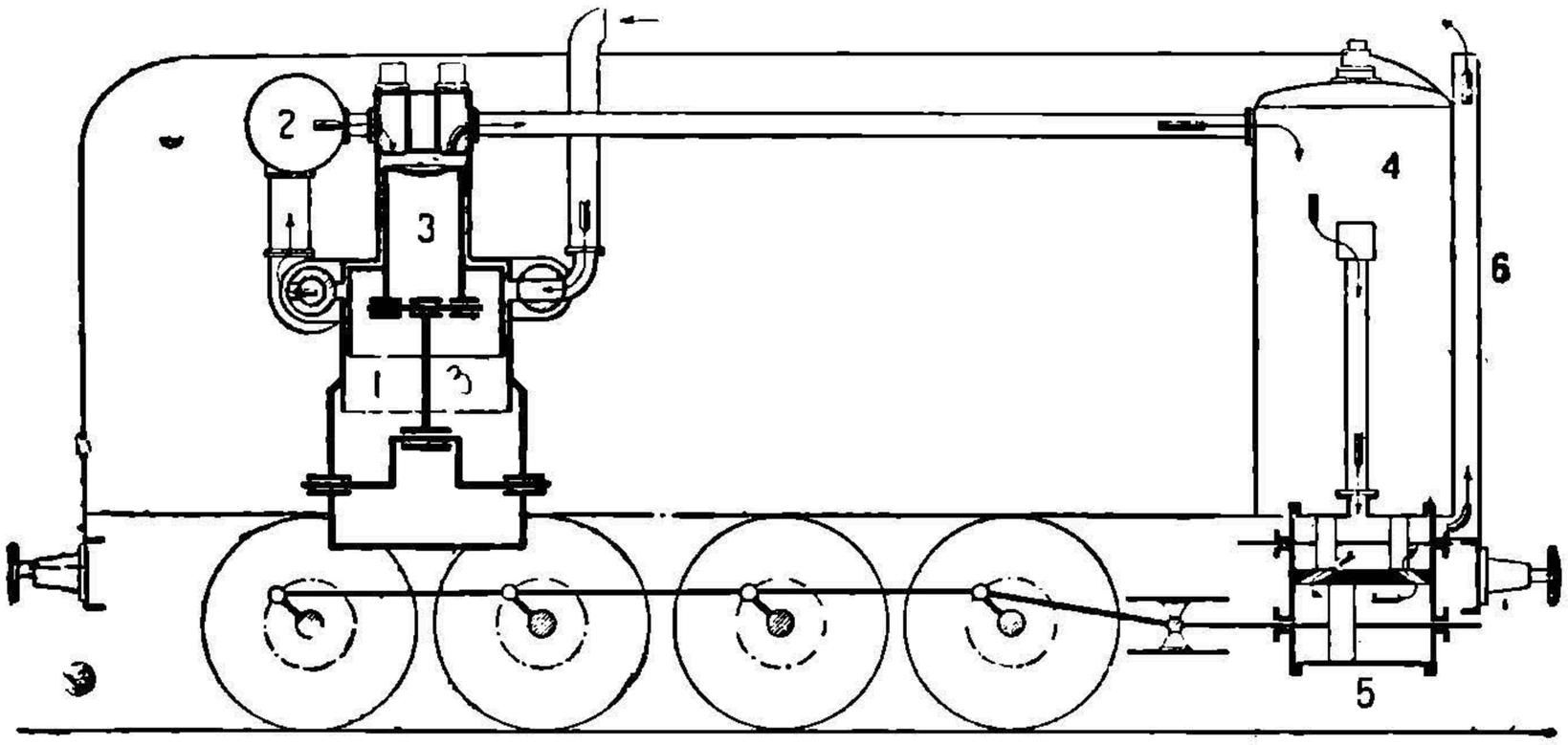
[1] H. Nordman. Ueber Diesellokomotiven unter besonderer Berücksichtigung der Versuchsergebnises der Dieseldrucklokomotive der Deutschen Reichsbahn. Glasers Annalen. 1931. № 1307, I, XI стр. 98.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Но, как мы уже видели выше, идея самого тепловоза Ансальдо также не получила развития.

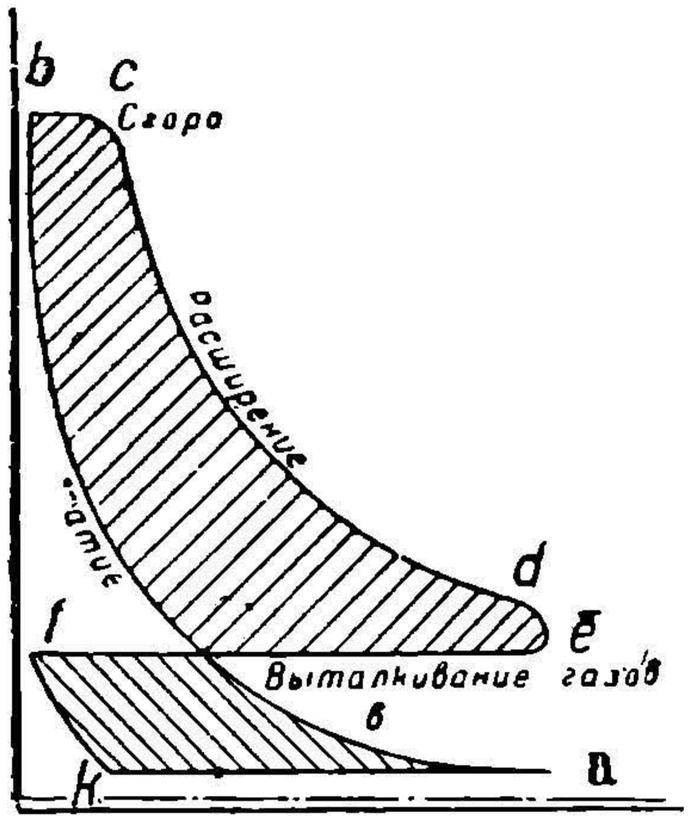
Что касается осуществления тепловозов с другими видами газовой передачи, то такого, за исключением маломощных тепловозов Герлиц-Шварцкопф (220 *л. с.*)[1], Царлатти (325 *л. с.*)[2] и Кристиани (450 *л. с.*)[3] произведено не было.

Мотовоз Герлиц-Шварцкопфа постройки 1923—1924 гг. имеет чисто газовую передачу, которая осуществляется при помощи компрессора, засасывающего продукты сгорания из глушителя дизеля, и машины паровозного типа, которая



Фиг. 158. Схема тепловоза Шелеста.

1—зарядный компрессор; *2*—ресивер для зарядного воздуха; *3*—цилиндр сгорания; *4*—ресивер к рабочей машине; 5—рабочая машина; 6—выпускная труба.



Фиг. 159. Диаграмма рабочих цилиндров тепловоза Шелеста.

ab—период сжатия; *bc*—период горения топлива; *cd*—период расширения; *de*—открытие выпускного клапана и впуск воды; *cf*—выпуск газопаровой смеси, *fk*—расширение сжатых газов.

работает на сжатых компрессором до 15 *ати* газах.

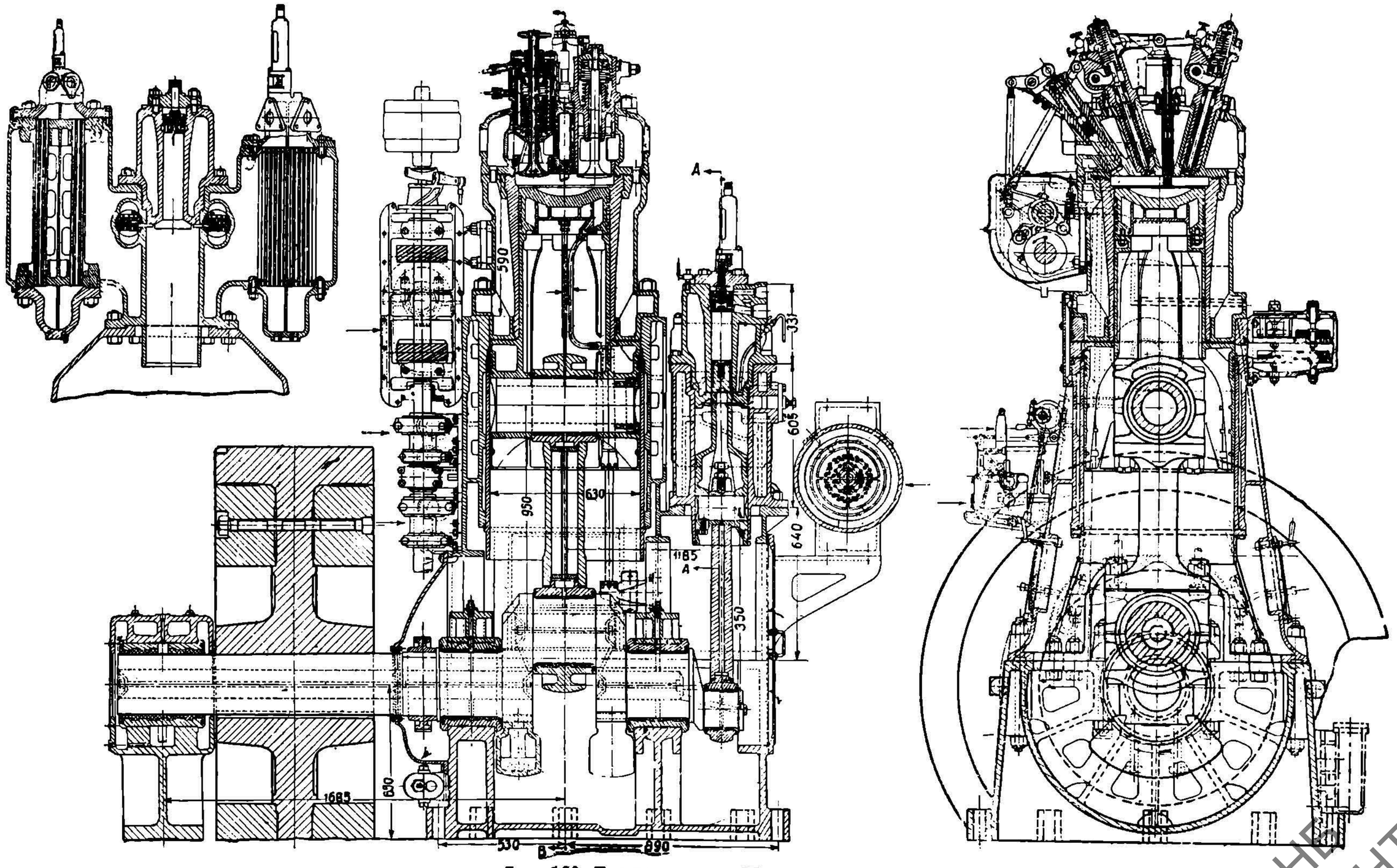
Тепловоз Царлатти представляет собой мотовоз с паро-воздушной передачей, причем воздух подается ротационным компрессором в котел насытитель, где он и насыщается водяным паром, получаемым от пропуска воды по трубкам через глушитель дизеля, приводящего в движение воздушный компрессор. Опыты с постройкой тепловоза Царлатти ведутся с 1923 г., но результаты постройки тепловоза и его испытания до сих пор неизвестны.

Мотовоз Кристиани строится с 1926 г. с чисто паровой передачей замкнутого цикла по следующей схеме. Пар из котла низкого давления (около 6 *ати*) засасывается компрессором, приводимым в движение дизелем и направляется в котел высокого давления около 30—40 *ати*. Отсюда пар направляется в цилиндры рабочей машины и, отработав, а также подвергнувшись очистке, поступает в котел низкого давления с давлением около 6 *ати*, замыкая таким образом цикл. Отходящие газы двигателя при этом в какой-либо работе не участвуют. Результаты опытов с этим тепловозом остались до сих пор неизвестными.

---

[1] G. Lomonossoff, Diesellokomotiven. Berlin, 1929. стр. 265—266.
[2] Там же стр. 259—260
[3] Там же стр. 258—259

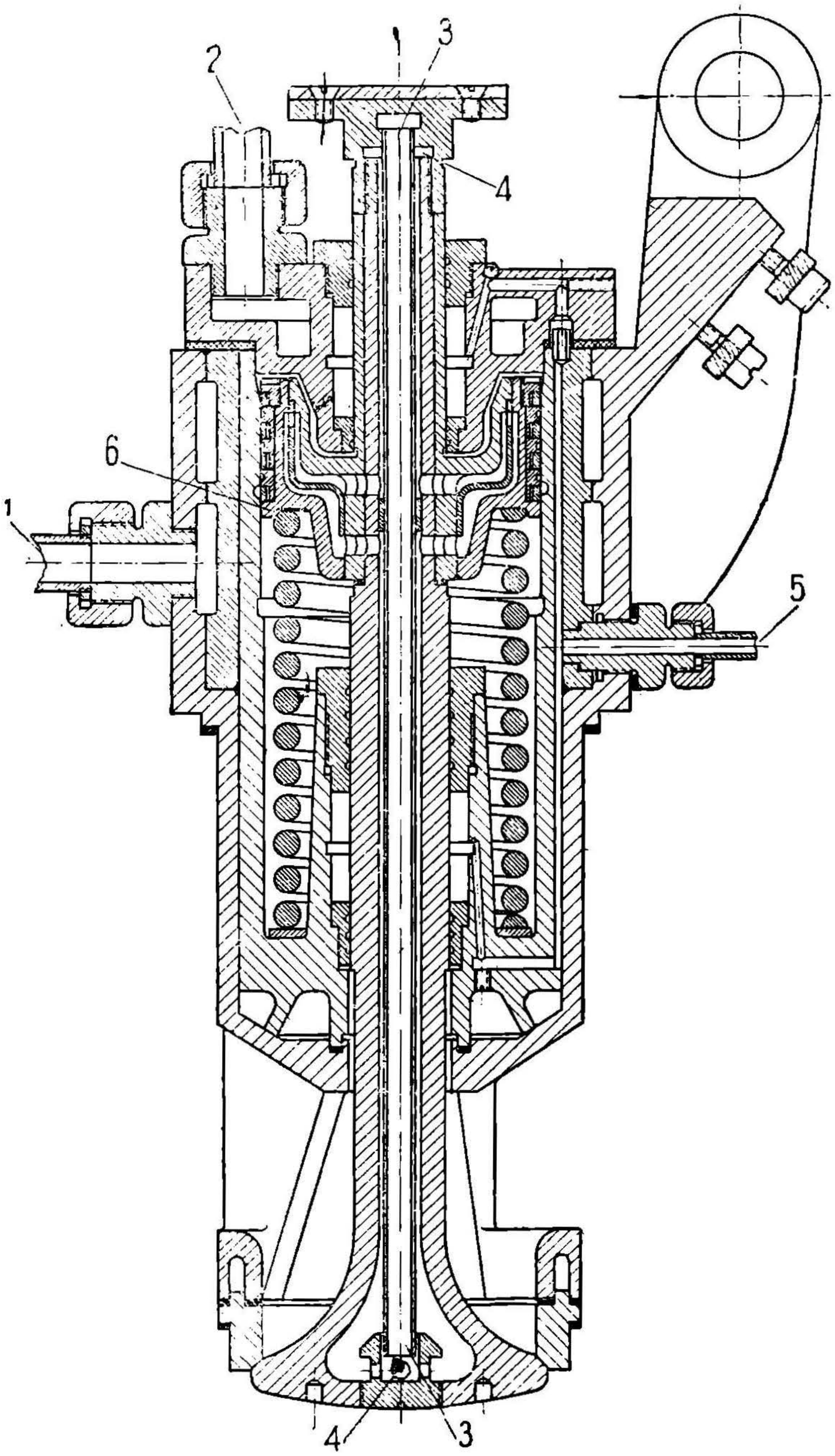
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 160. Генератор газов Шелеста.

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

Из числа прочих способов возможного осуществления газовой передачи остановимся на способе Шелеста при помощи его механического генератора газов, поскольку генератор такой построен и испытывается в лабораторных условиях [1]



Фиг. 161. Выхлопной клапан генератора Шелеста.
1—вход воды в корпус; *2*—выход воды из корпуса; *3*—вход воды в клапан; *4*—выход воды из клапана *5*—вход смазки; *6*—уравновешивающий поршень.

Поршневой генератор газов Шелеста. Идея Шелеста заключается в том, чтобы двигатель внутреннего сгорания, в частности дизель, превратить из механического двигателя в генератор газа, непрерывно подающий

[1] «Локомотивостроение», сборник 6-й. 1934, стр. 115—119

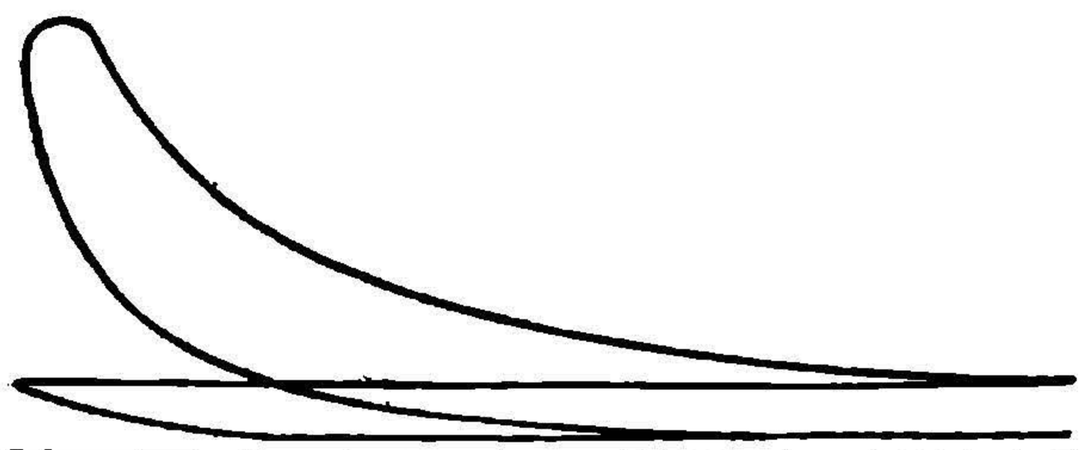
НБ УДУНТ (ДІІТ)

продукты сгорания в смеси с водяным паром в рабочую машину тепловоза, подобную паровозной. Пар в данном случае примешивается для охлаждения продуктов сгорания. Таким образом получается газо-паровая рабочая смесь,с давлением 9—10 *ати* при температуре в 380° С.

Схема тепловоза с установкой такого поршневого генератора приведена на фиг. 158. Воздух для сжигания топлива в цилиндре сгорания *3* подается сжатым до 3—4 *ати* при помощи зарядного компрессора *1* через ресивер для зарядного воздуха *2*. В нижней мертвой точке в цилиндр сгорания впрыскивается вода, которая в виде пара в смеси с продуктами сгорания выталкивается по выхлопной трубе в ресивер *4*, питающий газопаровой смесью рабочую машину *5*, имеющую выпускную трубу *6*.

Рабочая машина тепловоза, как мы видим, не имеет кинематической связи с валом первичного двигателя — генератора, а потому тепловоз с генератором Шелеста отнесен к разряду тепловозов с газовой передачей, а не к тепловозам непосредственного действия.

Рабочая диаграмма генератора представлена на фиг. 159. По линии *ka*, в период всасывания, происходит заполнение цилиндра сгорания сжатым до 3—4 *ати* воздухом. По линии *ab* в период сжатия воздух сжимается до 70 *ат*. Линия *bc* означает период горения топлива, *cd* — период расширения газов, *de* — открытие выпускного клапана и впуск воды; *ef* — выпуск газопаровой смеси и *fk*— расширение остаточных газов. Полезная работа цилиндра сгорания, выражающаяся площадью диаграммы *obcde*, поглощается работой по выталкиванию газопаровой смеси, определяемой площадью диаграммы *kfoa*, а также работой компрессора и внутренним трением самого генератора.



Фиг. 162. Индикаторная диаграмма.

Испытываемый в настоящее время генератор представлен на фиг. 160 в продольном и поперечном разрезах. Основные размеры его отдельных частей:

цилиндр сгорания имеет размеры 380×450 *мм*, зарядный компрессор 630×450 *мм* и вспомогательный компрессор $15/220 \times 220$ *мм*.

Не трудно догадаться, что наиболее ответственную часть конструкции генератора представляет собой его выхлопной клапан, так как он работает при высоком давлении и высоких температурах. Для разгрузки клапана от давления он снабжен особым разгрузочным дифференциальным поршеньком, который так же, как и корпус, охлаждается водой. Разрез выхлопного клапана приведен на фиг. 161, где и показана система охлаждения как корпуса (*1*, *2*), так и клапана (*3*, *4*). Подача смазки к клапану производится по трубке *5*.

На фиг. 162 приведена действительная индикаторная диаграмма генератора при работе его на 150 об/мин. Полного числа 350 об/мин, которое должен давать генератор, пока еще не получено, так как вопрос в данном случае упирается в неразработанную еще отчасти конструкцию особой тонко-распыливающей нефтяной форсунки.

Подводя итоги газовой передачи, надо сказать, что она до сих пор вполне удовлетворительного решения для тепловозов не дала.

9. ТЕПЛОВОЗЫ С ЭЛЕКТРОПЕРЕДАЧЕЙ

В то время как тепловозы описанных выше систем построены в единичных экземплярах, и дальнейшего развития они еще не получили, число тепловозов с электропередачей достигает в настоящее время значительной цифры. Их постройка становится все более и более интенсивной, и применение они

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица XI

Развитие постройки тепловозов с электропередачей мощностью 600 *л. с.* и выше

Страна	По роду службы	Тип	Количество	Вес в *т*	Мощность по двигателю на валу в *л. с.*
СССР	Тов.-пассажирский	$1-3_0+4_0+3_0-1$	1	182	2×500
.	Товарный	$1-5_0-1$	1	118	1200
	„	$2-5_0-1$	2	138	1200
	„	$2-5_0-1$	1	147	2×825
	Маневровый	$1-4-1$	1	100	650
„	„	$1-4_0-0$	1	99	650
Дания . .	Пассажирский.	$2-4_0-2$	2	96	2×500
Франция . .	„	$2-3_0-2$	1	100	920
„	Маневровый.	$0-2_0+2_0-0$	1	74	750
„	„	$0-2_0+2_0-0$	1	72	600
„	„	$1_0-1-1_0+1_0-1-1_0$	1	84	600
„	Тов.-пассажирский	$1-4_0-1$	1	94	800
Англия .	„	$1-3_0-1$	1	73	800
Швейцария	„	$1-3_0-1$	1	64	700
САСШ .	Маневровый	$1+2_0+2_0+1$	1	122	1000
	„	$0-2_0+2_0-1$	1	120	1000
	„	$0-2_0+2_0-0$	2	80	1000
.	„	$0-2_0+2_0-0$	1	98	2×400
	„	$0-2_0+2_0-0$	1	103	800
	„	$0-2_0+2_0-0$	12	88	600
.	Товарный.	$2-4_0-2$	1	132	800
.	Пассажирский.	$2-4_0-2$	1	161	900
„ .	Маневровый.	$0-2_0+2_0-0$	45	144	300(1600)
„ .	„	$0-4_0-0$	1	72	2×300
Канада . .	Тов.-пассажирск.	$2-4_0-1+1-4_0-2$	1	290	2660
Аргентина	Пассажирский.	$1-1_0-2-1_0-1$	2	83	1200
„	„	$0-2_0-2-2_0-0$	3	100	2×850
„	Тов.пассажирский	$2-2_0+2_0-2$	1	148	2×850
Япония	Товарный.	$1-3-1$	1	60	600
Маньчжурия	Маневровый и товарный.	$0-2_0+2_0-0$	1	80,5	750
„	„	$0-2_0+2_0-0$	1	72,5	700
Сиам	Пассажирский	$2-4_0-2$	6	90	2×500
	Ускорен. товарн.	$2-4_0+4_0-2$	6	124	2×750

паходят для всех видов локомотивной работы, как поездной—товарной и пассажирской,—так и маневровой. Об этом развитии свидетельствует табл. XI.

Такой прогресс в развитии тепловозов с электропередачей должен быть объяснен, с одной стороны, высокими качествами этой передачи для локомотивной службы и, с другой, — непрекращающимся развитием постройки электровозов [1], которые, совершенствуясь из года в год в конструктивном отношении, дают, таким образом, возможность использовать опыт их постройки и для тепловозов с электропередачей.

Основными частями электропередачи тепловоза являются: с одной стороны генератор или динамо, преобразующие в электроэнергию механическую энергию двигателя внутреннего сгорания, и с другой — тяговые моторы, превращающие электроэнергию генератора в механическую энергию движущих колес тепловоза.

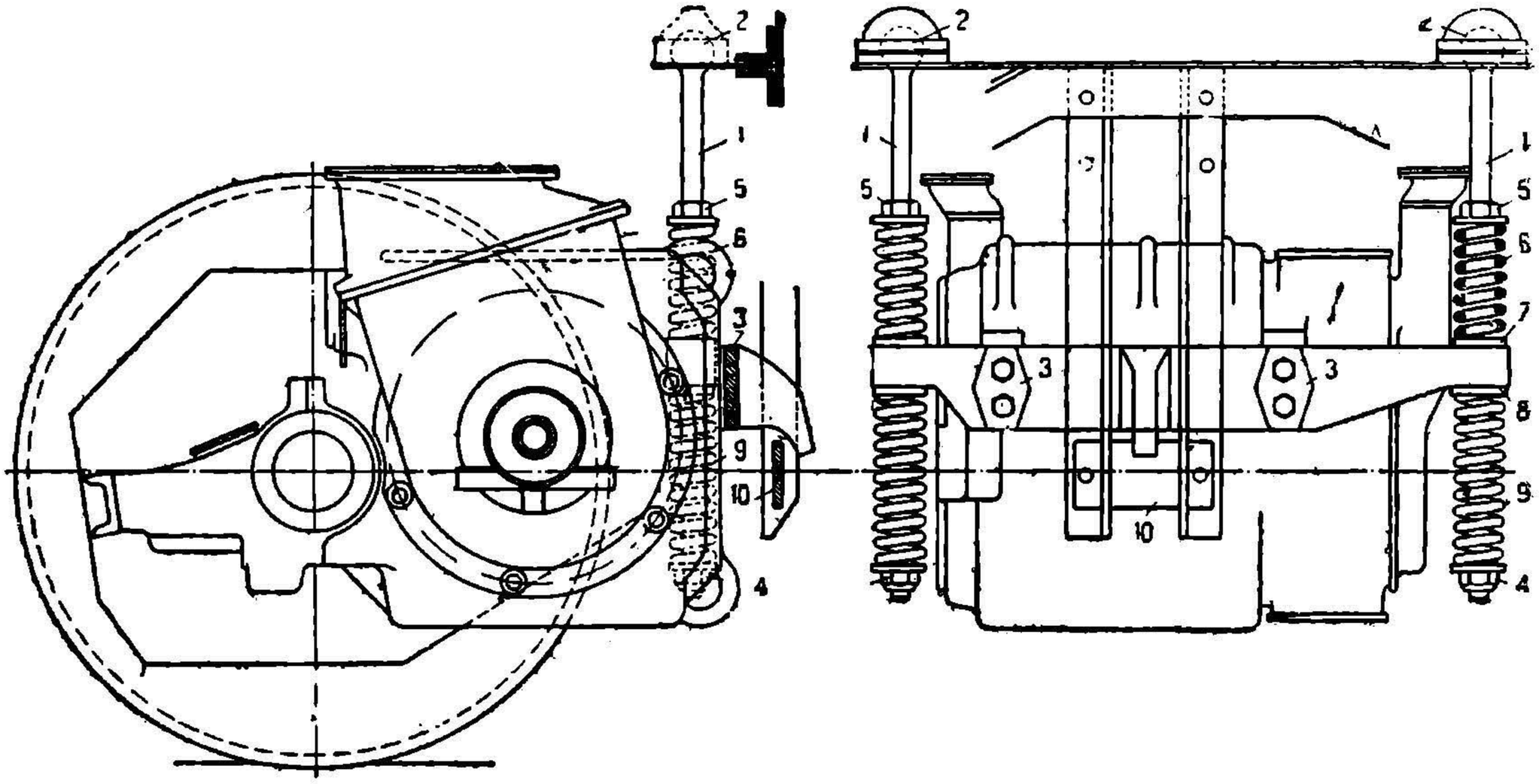
Стремление к возможному понижению веса электропередачи, которая, как об этом уже говорилось на стр. 24, является наиболее тяжелой из существующих передач, побуждает к применению тех и других машин с высоким числом оборотов. Генератор в этом отношении подчиняется двигателю тепловоза, с которым он соединяется лишь полужесткой муфтой. Назначение последней заключается в допущении некоторой игры соединяемых ею валов и в поглощении резонансных колебаний коренного вала двигателя. Требования, предъявляемые к двигателю в отношении наибольшего числа его оборотов, обусловливают и наибольшее

[1] К. Закс. Развитие электровозостроения. «Локомотивостроение», сб. 3-й, стр. 32 и 39.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

число оборотов якоря генератора, если не считать устанавливаемой иногда между валом дизеля и валом генератора зубчатой передачи, которая в таком случае делает число их оборотов разными. Что же касается наибольшего числа оборотов тяговых моторов, то эта величина находится в зависимости от способа приведения ими в движение сцепных осей тепловоза. В этой именно части и был использован весь опыт постройки тяговых моторов и привода ими осей у электровозов при создании электропередачи для тепловозов.

П р и в о д. Почти исключительной формой привода осей тепловоза от тяговых моторов, как мы увидим ниже, является привод индивидуальный, т. е. привод каждой оси от одиночного (фиг. 163) или сдвоенного мотора, в отличие от наиболее распространенного ранее у электровозов привода группового (фиг. 164),



Фиг. 163. Подвесной мотор при индивидуальном приводе.

1—подвески; *2*—подушки; *3*—траверса; *4,5*—гайки; *6,9*—пружины; *8*—шайбы; *10*—предохранительная чека.

при котором оси локомотива через дышловой механизм и отбойный вал или без последнего приводятся группами от одного или от двух тяговых моторов. Меньший вес устанавливаемых при этом на локомотиве групповых моторов, по сравнению с общим весом моторов индивидуальных, позволяет в таком случае применять тихоходные моторы, а вместе с этим и упрощенную передачу между мотором и осями локомотива. Применение же индивидуальных моторов заставляет, в целях снижения их веса, делать их быстроходными и ставить между ними и осями локомотива зубчатую передачу с большим или меньшим передаточным числом в зависимости от диаметра движущих колес локомотива. Определенные пределы числа оборотов этих колес и передаточного числа зубчатой передачи ограничивают и быстроходность тяговых моторов.

Переход от группового привода к индивидуальному у электровозов, и постепенное развитие последнего, с почти исключительным применением его на тепловозах, вызван был следующими соображениями.

1. Применение индивидуальных моторов позволяет легко развивать более мощные конструкции локомотивов путем увеличения числа тяговых моторов одного и того же типа при одновременном увеличении числа сцепных осей локомотива.

2. При индивидуальном приводе осей легко достигается вписываемость локомотива в кривые при значительном числе движущих осей.

3. Индивидуальный привод осей устраняет необходимость в дышловом меха-

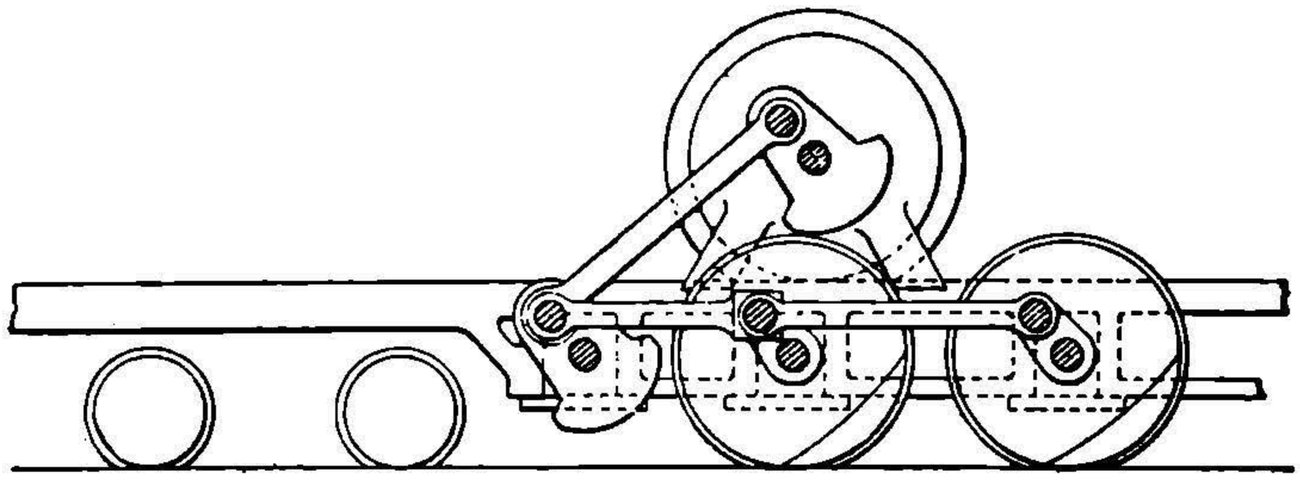
НБ УДУНТ (ДІІТ)

низме, требующем весьма точной сборки и подвергающемся, вследствие колебательных явлений, частым повреждениям.

4. При наличии индивидуального привода уменьшается опасность отказа локомотива от работы при повреждении одного из тяговых моторов, в виду возможности следовать на остальных моторах, при выключенном поврежденном.

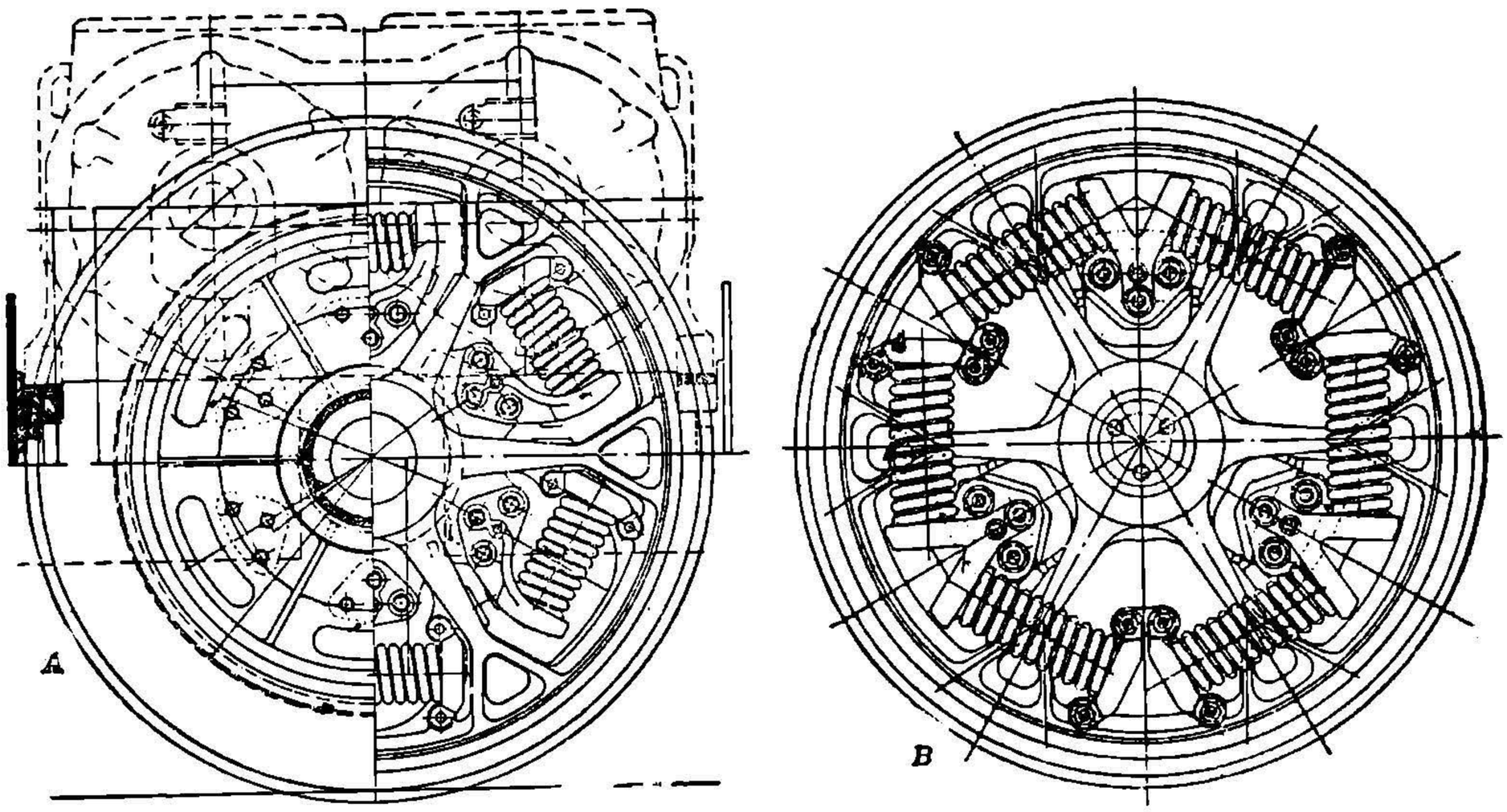
Осповным способом укрепления индивидуальных тяговых моторов на тепловозах является подвешивание их внутри рамы тепловоза на пружинных подвесках. При этом корпус мотора снабжается приливом, которым он, через так называемый лапчатый подшипник опирается на ведомую им ось тепловоза (фиг. 163).

Недостаток такого укрепления тяговых моторов заключается в том, что большая часть веса мотора жестко передается на движущую ось, повышая тем самым



Фиг. 164. Групповой привод.

динамическое воздействие тепловоза на путь. Этот недостаток устраняется при расположении тяговых моторов на раме тепловоза, когда весь вес моторов переносится в его надрессорную часть.



Фиг. 165. Индивидуальный центрально-пружинный привод Вестингауза (*A*) и Сешерона (*B*).

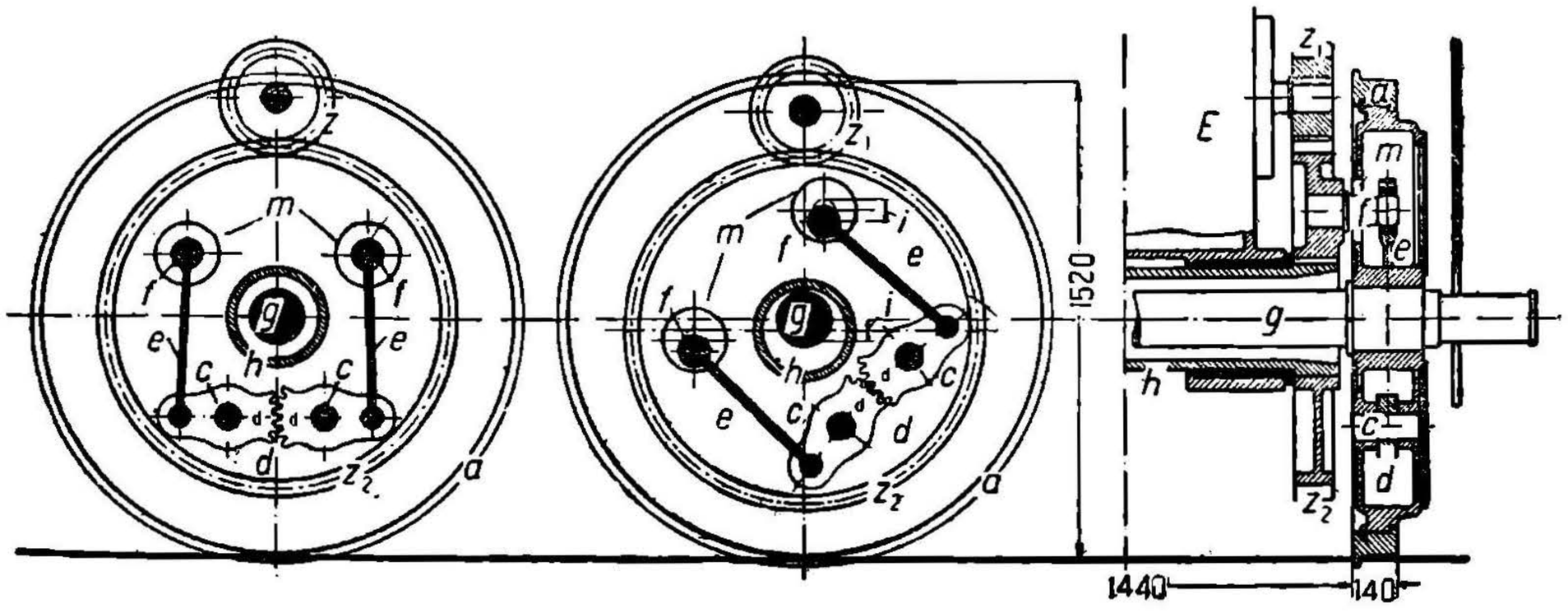
Отмеченным недостатком не страдают тепловозы с групповым приводом осей (фиг. 164), так как в этом случае моторы располагаются исключительно на локомотивной раме.

Однако в пастоящее время существует уже песколько конструкций электровозов, хотя и с индивидуальным приводом осей, но с расположением в то же время тяговых моторов в надрессорном строении, т. е. на локомотивной раме. Этот опыт переносится теперь и в тепловозные конструкции.

Осповными типами такого индивидуального привода являются пружинно-цептральный и шарнирный приводы.

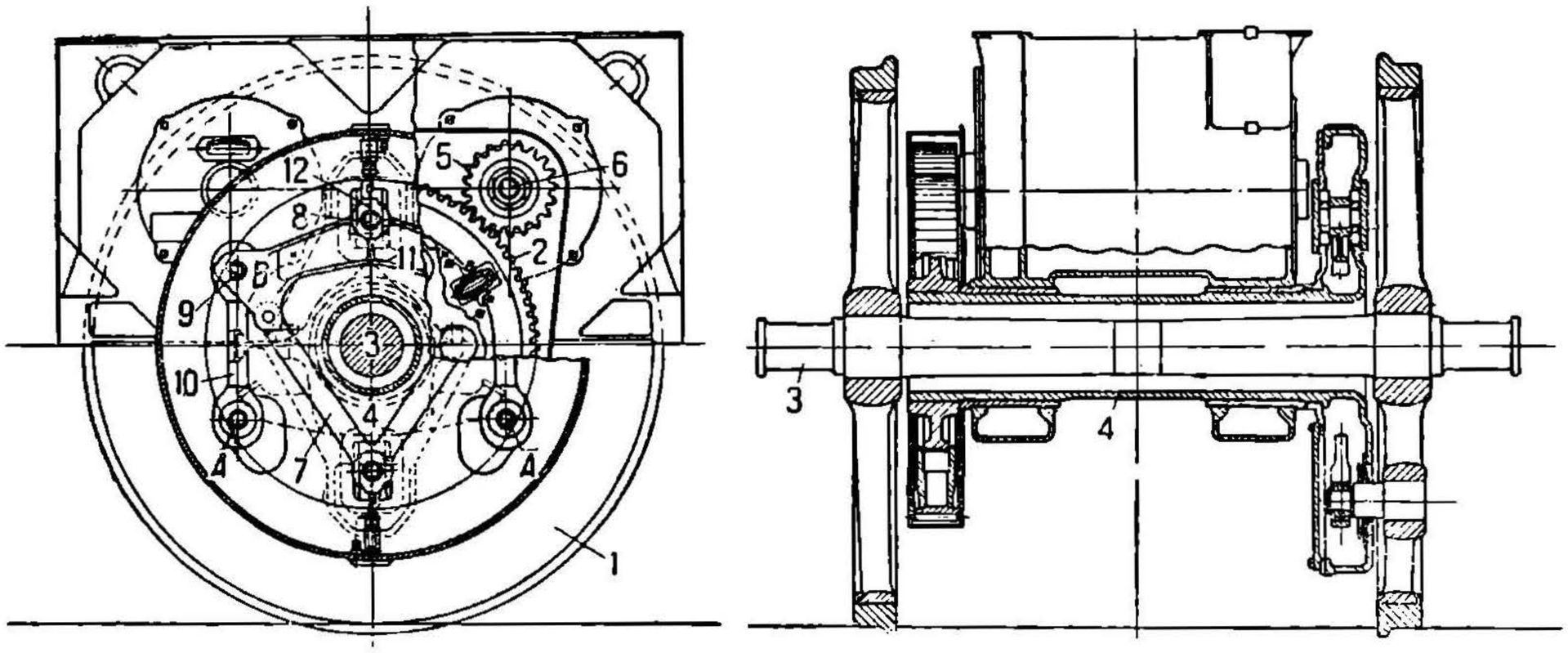
НБ УДУНТ (ДІІТ)

1. Пружинно-центральный привод осей через пустотелый вал концентрически охватывает движущую ось. Вал этот окапчивается целым рядом выступов в виде рычагов, которыми он схватывается при помощи спиральных пружин со спицами ведущего колеса. На полом валу наглухо насажено большое зубчатое колесо. Благодаря такой конструкции все удары колеса в пути передаются на пружинное междуспицевое устройство, не передаваясь на зубчатую передачу. Движущая ось при этом имеет возможность игры внутри полого вала. Такой привод имеется нескольких конструкций: Вестингауз, Сешерон (фиг. 165) и др.



Фиг. 166. Индивидуальный привод Бухли.

a—обод колес; *c*—цапфы зубчатки; *d*—зубчатое зацепление; *e*—шарнирные тяги: *f*—пальцы зубчатого колеса; *g*—ось колесной пары; *h*—полый вал; *i*—величина смещения валов; z_1—зубчатка мотора; *z*—зубчатка полого вала.



Фиг. 167. Индивидуальный привод Эрликона.

1—обод колеса; *2*—зубчатка полого вала; *3*—ось колесной пары; *4*—полый вал; *5*—зубчатка мотора; *6*—вал мотора; *7*, *8*, *9*, *10*, *11*, *12*—шарнирный механизм; *A*—цапфы.

2. Шарнирный привод. Большое зубчатое колесо передачи, свободно сидящее на оси локомотива, соединено с его ведущим колесом при помощи шипов или цапф, наглухо посаженных в диски того и другого колеса, и рычажной передачи, шарнирно соединяющей шипы между собой. Поглощение ударов колеса о рельс производится в данном случае упругим механизмом рычажной передачи. Конструкций такого шарнирного привода имеется также несколько: Бухли (фиг. 166), Эрликон (фиг. 167), Сименс-Шуккерт (фиг. 168) и др.

Применение указанных способов индивидуального привода устраняет динамическое воздействие как моторов на оси локомотива, так и обратное действие осей на моторы.

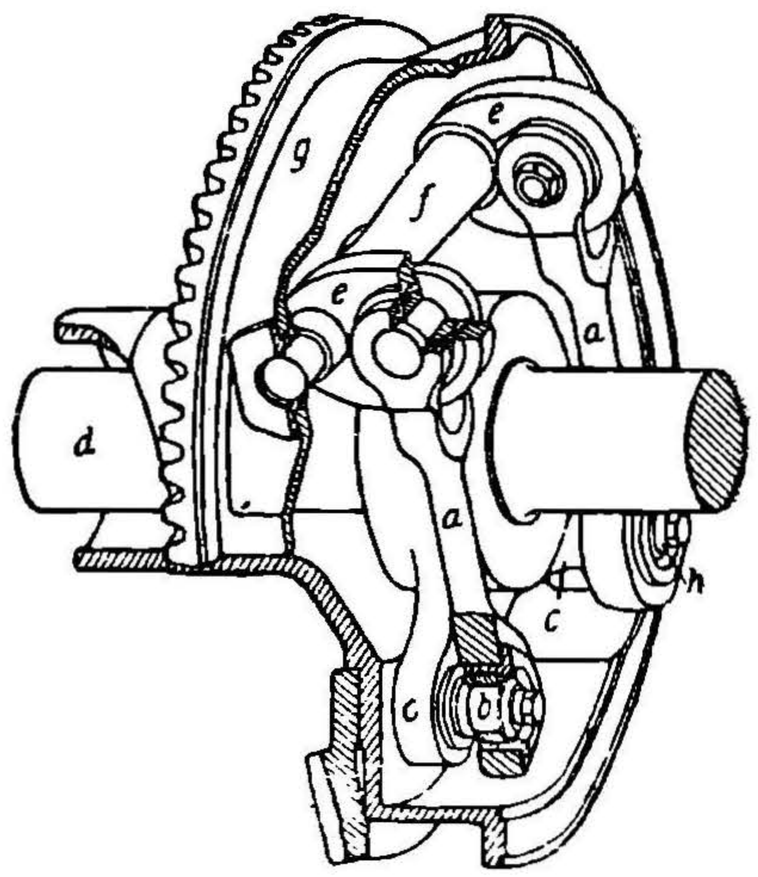
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Ток для электропередачи тепловозов применяется исключительно постоянный. Объясняется это тем, что сериесные моторы постоянного тока дают наивыгоднейшую характеристику для локомотивной службы при постоянной мощности основного источника энергии — двигателя внутреннего сгорания. Тяговая характеристика этих моторов постоянного тока обеспечивает гиперболическую зависимость между силой тяги и скорости локомотива, давая таким образом возможность использовать полную мощность двигателя тепловоза при любых скоростях его работы.

Наряду с этим достоинством сериес-моторы обладают равномерным вращающим моментом, что является весьма благоприятным для коэфициента сцепления между колесами и рельсами. Этим качеством в меньшей степени обладают моторы однофазного переменного тока, тяговая характеристика которых хотя и приближается к гиперболе, так же, как и у сериес-моторов постоянного тока.

Применение постоянного тока для тяговых моторов предопределяет систему тока и для генератора, который устанавливается на тепловозах также постоянного тока.

Второй отличительной чертой тепловозного генератора является его независимое возбуждение, так как, будучи полужестко соединен с двигателем внутреннего сгорания, он должен давать возможность пуска двигателя в ход без нагрузки и при работе двигателя менять силу тока от нуля до максимума.



Фиг. 168. Индивидуальный привод Сименс-Шуккерта.
a—подвижные тяги, *b*—цапфы кривошипов, *c*—кривошипы, *d*—ось колеса, *e*—плечи на валу.

Система регулирования электропередачи определяет собой и систему управления тепловозом. Основными величинами, регулирующими электропередачу, являются число оборотов генератора, равное в большинсвте случаев числу оборотов двигателя n, и сила тока возбуждения генератора i. Обе эти величины определяют собой напряжение на зажимах генератора E в вольтах, которое в свою очередь при некоторой мощности N_e развиваемой двигателем, определяет силу тока в амперах I в главной цепи генератора, принимая во внимание, что

$$0{,}00136\,EI = N_g = \eta_g N_e,$$

где

N_g — мощность генератора у зажимов в *л. с.* и
η_g — к. п. д. генератора.

При поддержании числа оборотов двигателя постоянным регулирование достигается изменением величины i, которая в свою очередь зависит от системы возбуждения динамо-возбудительницы. Мощность двигателя регулируется при этом посредством изменения среднего эффективного давления p_e. Динамо-возбудительница получает свое вращение от двигателя и для возбуждения питается током или непосредственно от аккумуляторной батареи или же от вторичной вспомогательной возбудительницы. Для изменения величины i в цепь второй динамо-возбудительницы между ее якорем и обмоткой полюсов первой возбудительницы вводится котроллер управления с сопротивлениями. Изменение величины этого сопротивления ρ изменяет и величину i.

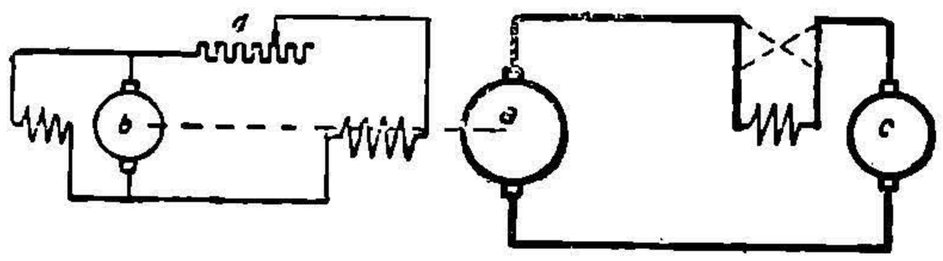
Схема регулирования получается в этом случае такой, как она приведена на фиг. 169а. Это — так называемая схема Вард-Леонарда.

В целях освобождения машиниста от постоянного наблюдения за сохранением числа оборотов двигателя в то время, когда $\rho=0$ и когда постоянное n прихо-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

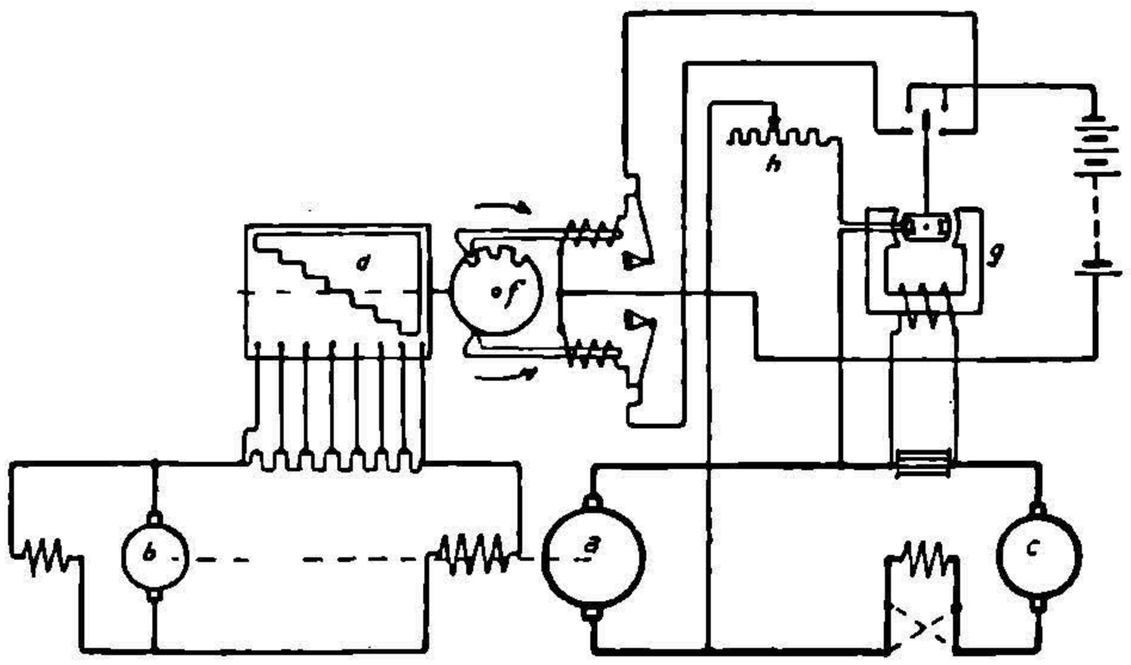
дится поддерживать путем изменения p_e на двигателе устанавливается центробежный регулятор, поддерживающий n автоматически. Такие регуляторы устраиваются и для нескольких значений n в целях получения наивыгоднейшего режима двигателя. Установка регулятора на то или другое значение n производится машинистом с его поста.

Кроме вышеописанной схемы регулирования Вард-Леонарда с поддержанием постоянного n, существуют схемы регулирования, основанные па изменении не только i, но и n. Изменение n достигается при этих схемах различно (фиг. 169б).



Фиг. 169а. Схема Вард-Леонарда.
a—генератор, *b*—возбудитель, *c*—моторы, *d*—контроллер.

Во французской схеме «Forges et Ateliers Constructions Electriques de Jeumont», представленный на фиг. 170 динамо *a* при трогании тепловоза с места получает возбуждение через короткую обмотку от аккумулятрной батареи и при дальнейшем движении тепловоза от возбудительницы *b* с самовозбуждением, которая получает привод от движущей оси тепловоза.



Фиг. 169б. Схема Вард-Леонарда с автоматическим управлением.
a—генератор, *b*—возбудительница, *c*—тяговый мотор, *d*—контроллер, *f*—храповик, *g*—реле мощности, *h*—контроллер для установки мощности.

В американской схеме Лемпа, представленной на фиг. 171, генератор *a* и возбудительница *b* с независимым возбуждением находятся на одном валу. Возбудительница кроме полюсов с обмотками возбуждения имеет дополнительные полюса с противокомпаундной обмоткой, через которую проходит ток, питающий моторы.

Как в той, так и в другой схеме возбуждение генератора меняется в зависимости от скорости следования тепловоза и, благодаря этому, схемы эти обладают известной автоматичностью управления. Число оборотов двигателя меняется в данном случае вследствие изменения нагрузки генератора. Обе схемы регулирования создают простоту управления, так как в этом случае устраняется контроллер и измерительные приборы. Пусковой рычаг объединяет в себе управление аккумуляторной батареи и изменение подачи топлива в цилиндры двигателя.

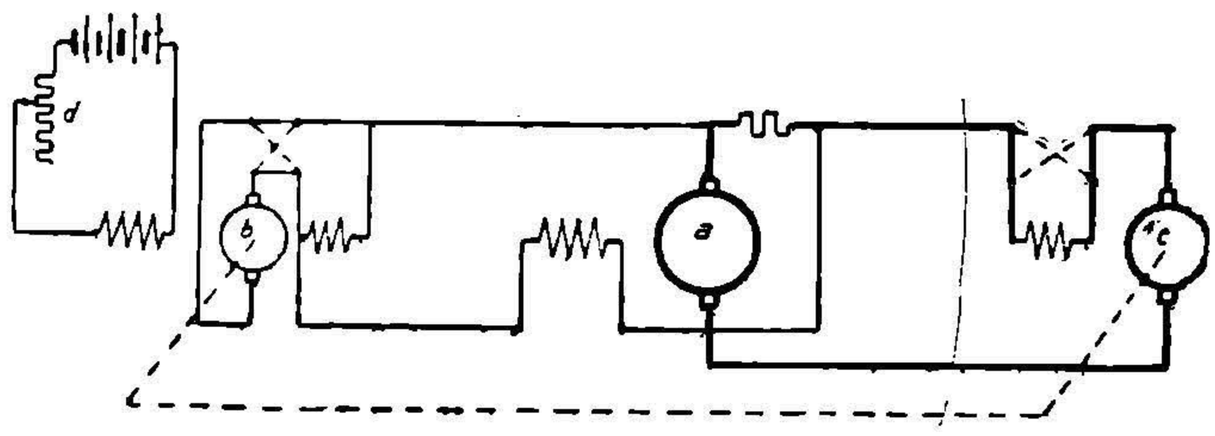
Обычным включением тяговых моторов в главную цепь генератора является параллельное. В таком случае напряжение питающего моторы тока получается для всех моторов одинаковым и равным, за исключением потерь в цепи, напряжения у зажимов генератора. Сила тока, посылаемого генератором, распределяется при этом поровну между всеми включенными моторами.

---

[1] K. Norden. Elektrische Energieübertragung für Triebwagen mit Verbrennugsmotoren. Elektrische Bahnen, 1932, Novemberheft, стр. 258—262.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

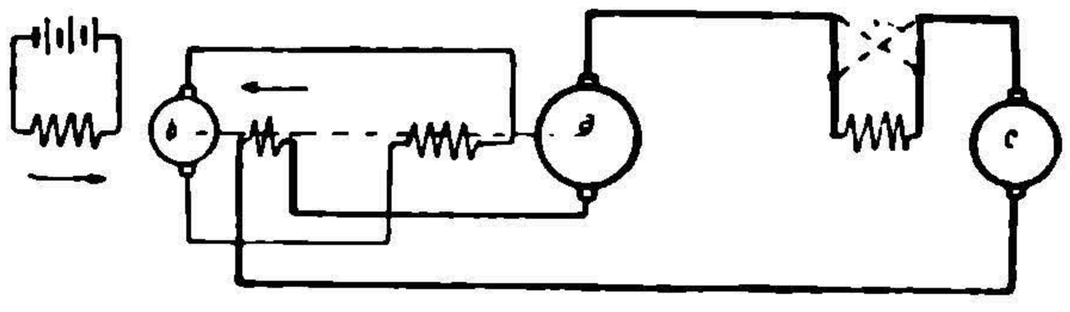
При электрической передаче сила тяги тепловоза определяется величиной силы тока *I* и скорость — величиной напряжения *E*. Это положение заставляет применять меры к тому, чтобы на больших скоростях не получилось понижения силы тяги из-за значительного умепьшения силы тока вследствие повышения напряжения при увеличении числа оборотов якорей моторов. В целях использования



Фиг. 170. Схема Жемонта.
a—генератор, *b*—возбудитель с приводом от оси, *c*—тяговый мотор, *d*—контроллер дополнительного возбуждения.

полной мощности двигателя на больших скоростях тепловоза применяется ослабление или шунтировка поля возбуждения.

Нагревание моторов и их вентиляция. По условиям профиля ж.-д. пути тяговым моторам приходится работать в пределах от минимума до максимума силы тока. Последний режим наблюдается при трогании тепловозом поезда с места и при ведении его по затяжным подъемам, т. е. в чрезвычайно



Фиг. 171. Схема Лемпа.
a—генератор, *b* —возбудитель, *c*—тяговые моторы.

ответственные периоды работы. В результате работы тяговых моторов при высоких значениях силы тока происходит их нагревание, которое, в целях предупреждения повреждений моторов, не допускается выше температуры 75—100°С. Задаваясь такой предельной температурой, можно для каждого тягового мотора между величиной силы тока,—а следовательно и силы тяги мотора или скорости движения тепловоза, — и временем достижения мотором предельной температуры установить определенную зависимость. На фиг. 172 приведена для примера подобная зависимость, полученная на основании опытов с тяговым мотором Вестингауза [1].

Как видно из этой фигуры, быстрое нагревание моторов опасно только на малых скоростях. Так, например, при скорости $V = 20$ *км/час* и соответствующей ей силе тяги $F = 3000$ *кг*, время достижения мотором температуры в 75°С — составляет около 30 мин. При скорости же в 30 *км/час* и силе тяги в 1500 *кг*, время $T = 100$ мин. В целях возможного отдаления времени достижения моторами предельной температуры применяется охлаждение частей моторов. Такое охлаждение достигается или устройством вентилятора внутри самого мотора, когда мотор называется самовентилирующимся, или же при помощи воздуха, подводимого к мотору от специального вентилятора. В последнем случае вентиляция моторов называется принудительной.

Расчет количества воздуха, необходимого для охлаждения моторов, аналогичен расчету, приведенному в главе «Охлаждение двигателей».

---

[1] Lomonossoff, Diesellokomotiven. Berlin. 1929, стр. 140.

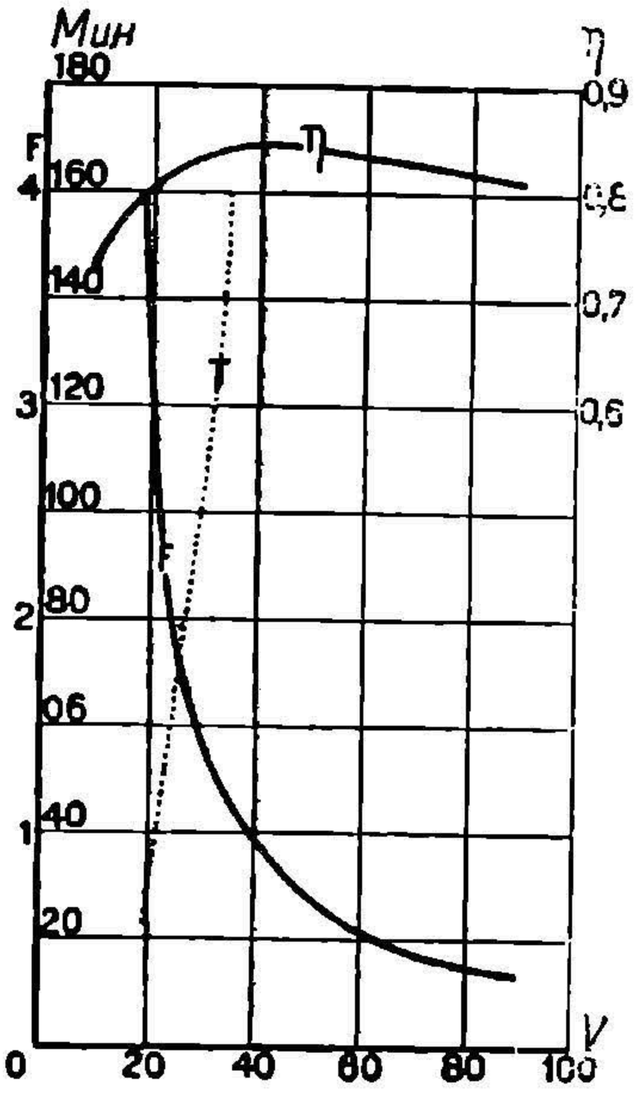
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из сделанного краткого описания различных систем электропередачи для тепловозов можно видеть, что отыскание эксплоатационно-надежного и экономичного теплевоза вызывает и здесь необходимость в постройке опытных единиц, полное испытание которых не только в лабораторных, но и в эксплоатационных условиях должно дать единственно правильный ответ на поставленный вопрос.

Этим объяснется то разнообразие форм тепловозов с электропередачей, которое можно наблюдать из следующего описания их отдельных конструкций.

Тепловозы в СССР

Тепловоз Ш^{эл} 1 типа 1—3_0 + 4_0 + 3_0—1. Э тот первый тепловоз построен в период 1922—1924 г. на советских заводах по проекту, разработанному Гаккелем при участии различных специалистов. В основу проекта был положен готовый уже дизель подводной лодки завода Виккерс. Генераторы для электропередачи были взяты, также готовые, завода Вольта. Тяговые моторы изготовлялись заводом «Электросила». Механическое оборудование тепловоза производилось Балтийским заводом и сборка всего тепловоза — на заводе «Красный Путиловец».



Фиг. 172. Нагревание моторов в зависимости от скорости движения (сила тяги F выражена в m).

Основные данные тепловоза (фиг. 173) приведены в табл. XII (стр. 156) Конструкция его в общем виде понятна из фиг. 174, на которой приведены продольный разрез и план тепловоза.

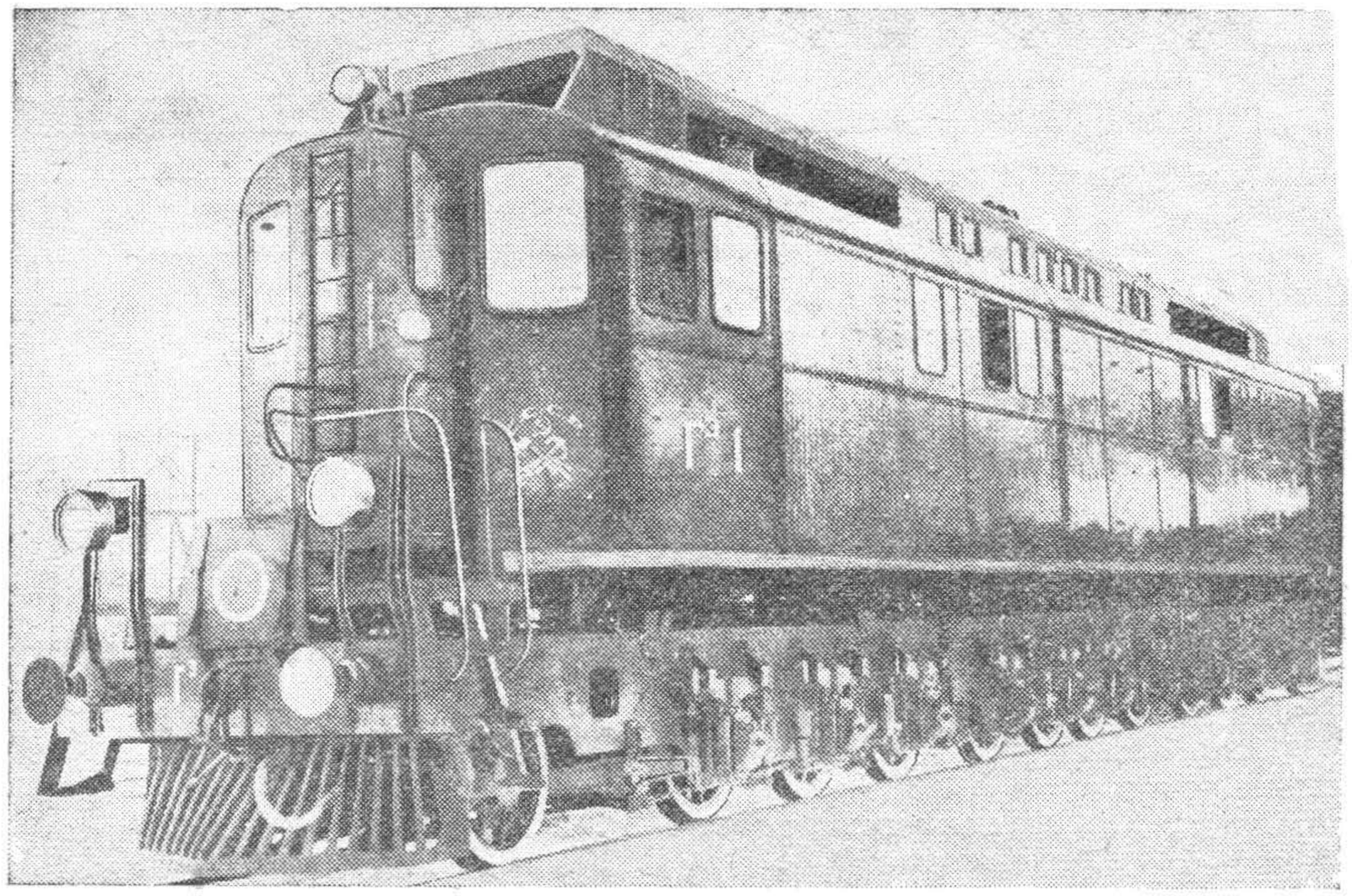
Значительная длина двигателя *1* и расположение по обоим концам его двух генераторов *2* потребовали увеличения базы тепловоза. Вследствие этого ходовая часть тепловоза была выполнена в виде трех четырехосных тележек, снабженных подвесными моторами *3*. Крайние тележки имеют по три движущих и по одной бегунковой оси. Средняя же — все четыре движущих оси. Благодаря применению ходовой части тележечного типа тепловоз легко вписывается в кривые малого радиуса.

Верхняя рама тепловоза *4*, являющаяся фундаментом для двигателя и генераторов, подвешена на шести листовых рессорах шпинтонами своими опираются на внутритележечные крепления. Кузов тепловоза покоится на кронштейнах *5*, вертикальные полки которых укреплены на раме *4*. Внутри последней между рамными креплениями расположены баки *6* для топлива и *7*—для смазки. По бокам рамы *4* расположены элементы аккумуляторной батареи *8*, предназначенной как для обслуживания электрооборудования тепловоза, так и для пуска двигателя в ход. Пол кузова тепловоза *9* изготовлен из рифленого железа. Для охлаждения двигателя внутри кузова расположены водяные баки *10*. Вода прокачивается через двигатель помощью насоса *12* и проходит через расположенные наверху кузова пластинчатые холодильники *14*. Воздушное охлаждение воды осуществляется при помощи четырех вентиляторных колес *16*, приводимых через ременную передачу *15* от главного вала двигателя. Для отопления кузова тепловоза внутри кузова установлен вертикальный котел *13*. Также внутри кузова установлен мотор компрессор *11* для обслуживания воздушного тормоза тепловоза.

Соединение вала двигателя с валами генераторов произведено при помощи полужестких муфт *17*. Движущие тележки соединены между собой помощью жестких стяжек *18*, благодаря которым тяговое усилие передается упряжным приборам *19* без участия кузова.

Спокойствие хода тепловоза обеспечивается кроме продольного рессорного подвешивания также и поперечным с шаровыми опорами *20* и *21*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 173 Тепловоз Щэл1 типа $1 - 3_0 + 4_0 + 3_0 - 1$ с электропередачей.

Тепловоз имеет два расположенные по его концам поста управления с контроллерами *22*. Против смотровых окон *23* паходятся сидепья для машинистов *24* и с левой стороны от постов управления — ручной тормоз *25*. Глушитель двигателя снабжен вытяжным устройством *26*.

Д и з е л ь. В качестве основного двигателя на тепловозе установлен вдоль рамы тепловоза десятицилиндровый четырехтактный бескомпрессорный нереверсивный двигатель завода Виккерс развивающий при 400 об/мип. 1000 *л. с.* на валу. На фиг. 175 дан поперечный разрез двигателя по цилиндру.

К а р т е р двигателя заключен между двумя стальными балками *А* и образуется снизу железными листами *Б*, и вверху алюминиевыми плитами *В* с люками. Стальные балки сосдиняются между собой поперечпыми перегородками *Г* и чугунными балками *Д*, на которых укреплены коренные подшипники *Е* для вала Ж. Вся конструкция станины двигателя является в отличие от стапины вышеописанного двигателя МАН сквозной. Являясь по сравнению со сплошной литой конструкцией более легкой, она в свою очередь страдает тем недостатком, что получается более дорогой при сборке и не имеет той прочности в соединениях, которая необходима для работы двигателя на рельсовом пути.

К о л е н ч а т ы й в а л состоит из двух частей, соединенных посредипе, и уложен на одиннадцати опорах. Расположение кривошипов вала — зеркальное.

К о р е н н ы е п о д ш и п н и к и коленчатого вала никаких особенностей не имеют.

Ц и л и н д р ы д и з е л я имеют рубашки из листового железа толщиной в 1,6 *мм* и чугунные втулки, которые верхней кромкой опираются на станину двигателя. К той же стапине крепятся болтами и чугунные крышки цилиндров. Благодаря такой конструкции рубашки цилиндров свободны от растягивающих усилий. Действие температурных удлинений уничтожено в данном случае устройством на листах кожуха цилиндров поперечных волн. Уплотнение втулки в верху ее достигается помощью чугунного кольца. Уплотнение же рубашки достигается резиновыми кольцами. Крышки цилиндров имеют отверстия для ввода форсунки, которая располагается под углом около 45° к оси цилиндра, и для клапанных коробок, в которых помещается всасывающий и выхлопной клапаны. Стенки и крышки цилиндров охлаждаются водой.

Р а б о ч и е п о р ш н и — цельные литые из серого чугуна и не имеют ни водяного ни масляного охлаждения. Во избежание нагара масла на днище поршня головка шатуна отделена от стенок и днища поршня алюминиевым кожухом

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таб л

Основная характеристика тепловозов

Элементы характеристики		Серия Щ^{эл} 1	Серия Ээл 2 до переделки
Род службы		Тов-пасс.	Товарн.
Тип		1—3_0+4_0+ +3_0—1	1—5_0—1
Главный двигатель			
Число цилиндров		10	6
Диаметр цилиндров	*мм*	368	450
Ход поршней	„	381	420
Наибольшее число оборотов	„	400	450
Число тактов работы	об/мин	4	4
Рассчетное эффективное давление	*кг/см²*	5,1	6
Наибольшая мощность на валу	*л. с.*	1000	1200
Наибольшая подача водяного насоса	*м³/час*	20	49
Наибольшая подача масляного насоса			5
Холодильники			
Поверхность водяного холодильника	*м²*	700	160
„ масляного „	„	32	34
Наибольшее число оборотов вентилятора	об/мин	1200	1200
Наибольшая подача воздуха	*м³/ час*	100000	40000
Наибольший расход мощности на вентилятор	*л. с.*		12
Коэфициент теплопередачи водяного холодильника	*кал/м²час 1°C*		110
Коэфициент теплопередачи масляного холодильника			
Генератор			
Наибольшее напряжение	V	360— 720	35
Наибольшая сила тока	A	3000—1500	1100
Наибольшее число оборотов	об/мин	400	1300
Мощность часовая	kW	2 × 400	430
„ главной возбудительницы	„	2 × 10,5	800
„ вспомогательной возбудительницы	„	—	19,5
Тяговые моторы			1,0
Наибольшее число оборотов	об/мин		
Мощность часовая	kW	10 × 100	5 × 142
Передаточное число к движущим осям		1 : 4,625	1 : 6,14
Аккумуляторная батарея			
Род		кислотная	кислотная
Число элементов			54
Рабочее напряжение	V		
Наибольшая емкость	Ah	600	60
Экипаж и ходовая часть			
Длина между буферами	*мм*	22 760	13 822
База полная		19 360	10 400
База жесткая		4 500	5 720
Диаметр движущих колес		1 050	1 220
Диаметр поддерживающих колес			950
Вес:			
двигателя	*т*	33,0	25,0
холодильника	„		3,8
генератора и возбудительной группы	„	2×8,3	14,3
тяговых моторов с зубчатой передачей	„		18,0
аккумуляторной батареи	«		1,2
кузова с ходовой частью	„		50,0
запасатоплива	„	8,0	4,0
„ смазки	„	1,0	1,0
„ воды	„	2,0	1,0
полный	„	182,0	118,3
сцепной	„	160,0	87,5
Нагрузка наибольшая:			
передних бегунковых осей	*т*	11,0	14,0
сцепных осей	„	16,0	17,5
задних поддерживающих осей	„	11,0	16,8
Скорость по конструкции наибольшая	*км/час*	75	50
Наименьшая расчетная скорость	„		15

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и ц а XII

электропередачей в СССР

Тепловозов					
Ээл2 после перед.	Ээл5	Ээл9	Ээл8	$О^{эл}6$	$О^{эл}7$
Товарн. 1—$5_о$—1	Товарн. 2—$5_о$—1	Товарн. 2—$5_о$—1	Товарн. 2—$5_о$—1	Маневр. 1—4—1	Маневр. 1—$4_о$—0
6	6	6	2×8	6	6
450	450	450	310	280	280
420	420	420	370	380	380
450	450	450	640	750	750
4	4	4	4	4	4
6	6	6	5	5 5	5,5
1200	1200	1200	2×825	650	650
49	95	95	130	60	60
5	12+36	12+36	35	—	—
672,5	320	320	480	405	405
134,5	160 + 400	160+400	160	135	135
1200	1250	1250	1000	1300	700
138000	144000	144000	162000	126000	792000
10	60	60	75	30	20
47	—	—	—	—	—
18,9	—	—	—	—	—
1100	700	700	800	630	630
1300	1750	1750	1800	1400	1400
430	450	450	820	750	750
800	788	788	2×510	378	378
19,5	61	61	2×100	40	40
4,0					
	1400	1400	—	1030	1400
5 × 142	5×140	5×140	5×230	350	4×140
1 : 6,14	1 : 5,74	1 : 5,74	1 : 6,8	1 : 5,1	1 : 5,74
кислотная	щелочная	щелочная	щелочная	щелочная	щелочная
54	80	80	92	80	84
60	160	160	400	500	500
14 201	15820	15820	17850	13770	12465
10 400	11810	11820	13850	9920	7950
5 720	5720	5720	7000	4220	5100
1 220	1220	1220	1320	1320	1220
950	1050	1050	1050	950	—
25,0	26,0	26,0	2×11,5	5,2	5,2
7,0	9,3	9,3			
14,3	14,5	14,5	2 × 5,0	7,4	7,4
18,0	17,2	17,2		3,2	13,7
1,2	3,0	3,0			
53,3	61,0				
4,0	3,9	3,9		2,5	2,4
1,0	0,7	1,0		0,3	0,3
1,0	1,5	1,5		1,2	1,2
124,8	137,5	140,0	149,0	100,0	98,7
92,2	98,5	100,0	106,5	72,0	84,4
16,3	12,4	12,5	14,2	14,0	14,3
19,3	19,7	20,0	21,3	18,0	21,1
16,6	14,6	15,0	14,0	14,0	
50	55	55	65	50	54
15	16	16	20	16	16

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Однако такая защита поршня от нагара мешает надлежащему охлаждению его воздухом. Уплотнение поршня во втулке достигается шестью расположенными в его верху чугунными кольцами. По низу поршня расположено маслосрезывающее кольцо.

Поршневые пальцы — пустотелые.

Шатуны имеют в стержне круглое сечение и являются пустотелыми. Внутренняя полость служит для подводки смазки к подшипнику верхней головки от мотылевых подшипников. Верхняя головка — неразъемная с бронзовой втулкой, нижняя же изготовлена отдельно от шатуна, является разъемной и соединяется с шатуном при помощи болтов.

Рабочими клапанами являются всасывающие, и выхлопные. Последние из них охлаждаются водой, подводимой при помощи резиновых шланг. На фиг. 175 показана клапанная коробка выхлопного клапана.

Фиг. 174. Тепловоз $ТЭ^{эл}1$ в разрезе и в плане.

1—двигатель, *2*—генератор, *3*—тяговые моторы *4*—верхняя рама тепловоза, *5*—кронштейны, *6*—баки для горлива, *7*—баки для смазки, *8*—аккумуляторная батарея, *9*—пол кузова, *10*—водяные баки, *11*—циркуляционный центробежный насос, *12*—воздушный насос, *13*—котел отопления, *14*—холодильники для воды, *15*—вентиляторный привод, *16*—вентиляторные колеса, *17*—полужесткие муфты; *18*—стяжные приборы, *19*—упряжной прибор системы Waught, *20*, *21*—шаровые опоры, *22*—контроллер управления, *23*—смотровое окно для машиниста, *25*—ручной тормоз, *26* вытяжное устройство.

Форсунка двигателя приведена в разрезе на фиг. 176. Подача топлива к форсунке производится под давлением в 220 *ат*, причем прежде чем попасть в форсунку, топливо проходит предварительно особый резервуар выравнивающий давление. Попадая в полость форсунки, топливо поднимает иглу, нажимаемую пружиной, и через форсуночное сопло выходит в камеру сжатия.

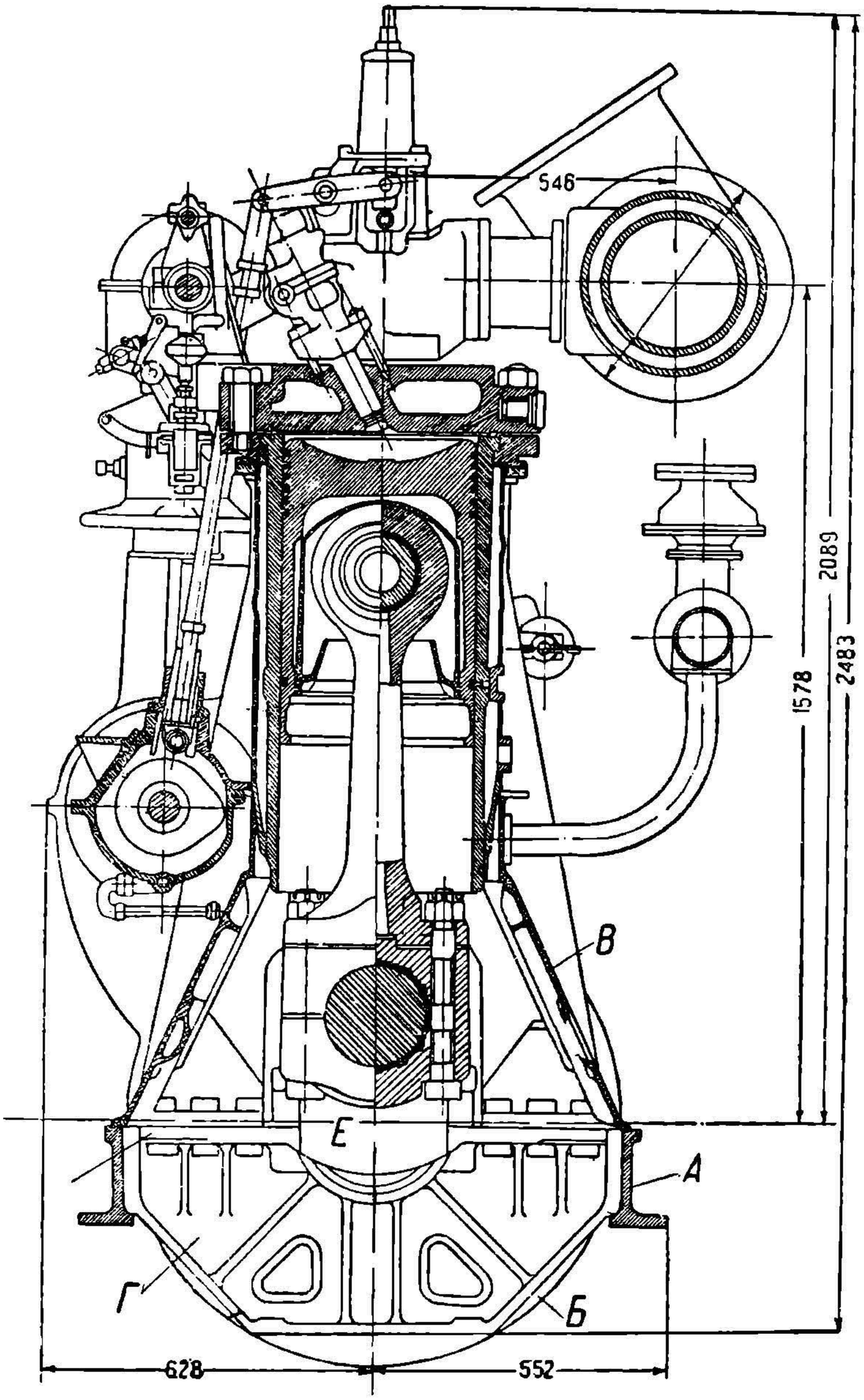
Управление клапанами осуществляется от двух распределительных валов, приводимых через передаточные механизмы от главного вала двигателя. Нижний распределительный вал, при помощи кулачных шайб и штанг, снабженных на нижнем конце роликами и соединенных в верхнем конце рычагами со всасывающими и выхлопными клапанами, управляет работой этих клапанов. Верхний же распределительный вал при помощи эксцентрикового механизма приводит в движение топливные насосы и управляет посредством кулачных шайб подачей топлива к форсункам.

Топливные насосы поставлены по одному у каждого рабочего цилиндра дизеля и представляют собой одноплунжерные насосы с бронзовыми конусами *1*, устройство которых приведено на фиг. 177. Подвод нефти к всасывающему клапану производится по трубопроводу через фильтр. Всасывающий клапан управляется через скалку *4* при помощи ролика *5* и воздействующего на него регулирующего кулачка, который насажен на верхний распределительный вал. Нагнетательный клапан насоса управляется при помощи плунжера, головка которого получает перемещение от ползуна, соединенного шаровым

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

шарниром через тягу с эксцентриком *3*, насаженным на верхнем распределительном валу.

Регулятор числа оборотов двигателя. На двигателе установлен центробежный регулятор системы Янс,который воздействует на топливные насосы через масляный сервомотор. К регулятору присоединен масляный



Фиг. 175. Разрез двигателя Виккерс.
А—стальные балки, *Б*—железные листы, *В*—алюминиевая плита, *Г*—поперечные перегородки *Д*—чугунная балка, *Е*—коренные подшипники.

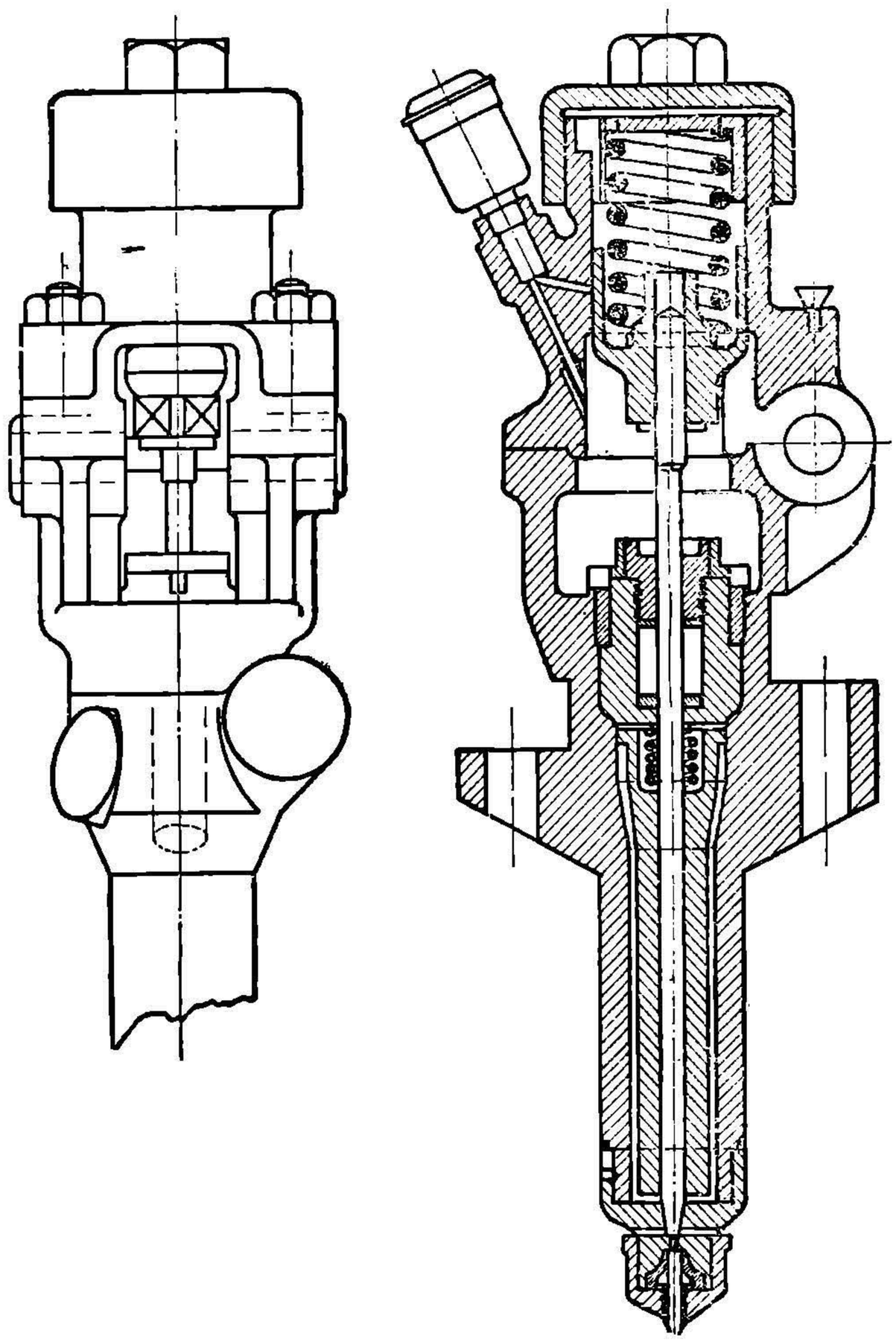
катаракт для смягчения работы регулятора. Установка сервомотора вызвана необходимостью продольного перемещения длинной тяжелой штанги для передвижения шайб, регулирующих работу топливных насосов.

Не останавливаясь на описании приборов смазки и охлаждения двигателя, которые существенного интереса не представлют, напомним, что пуск двигателя в

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ход производится от генератора, который, будучи питаем от аккумуляторной батареи, работает в это время как мотор и раскручивает вал двигателя до числа оборотов, обеспечивающего вспышку топлива.

Так как подробного испытания двигателя не производилось, то и подробная характеристика его, подобно приведенной в отношении двигателя МАН, установленного на тепловозе с механической передачей, здесь не приводится.



Фиг. 176. Форсунка двигателя Виккерс.

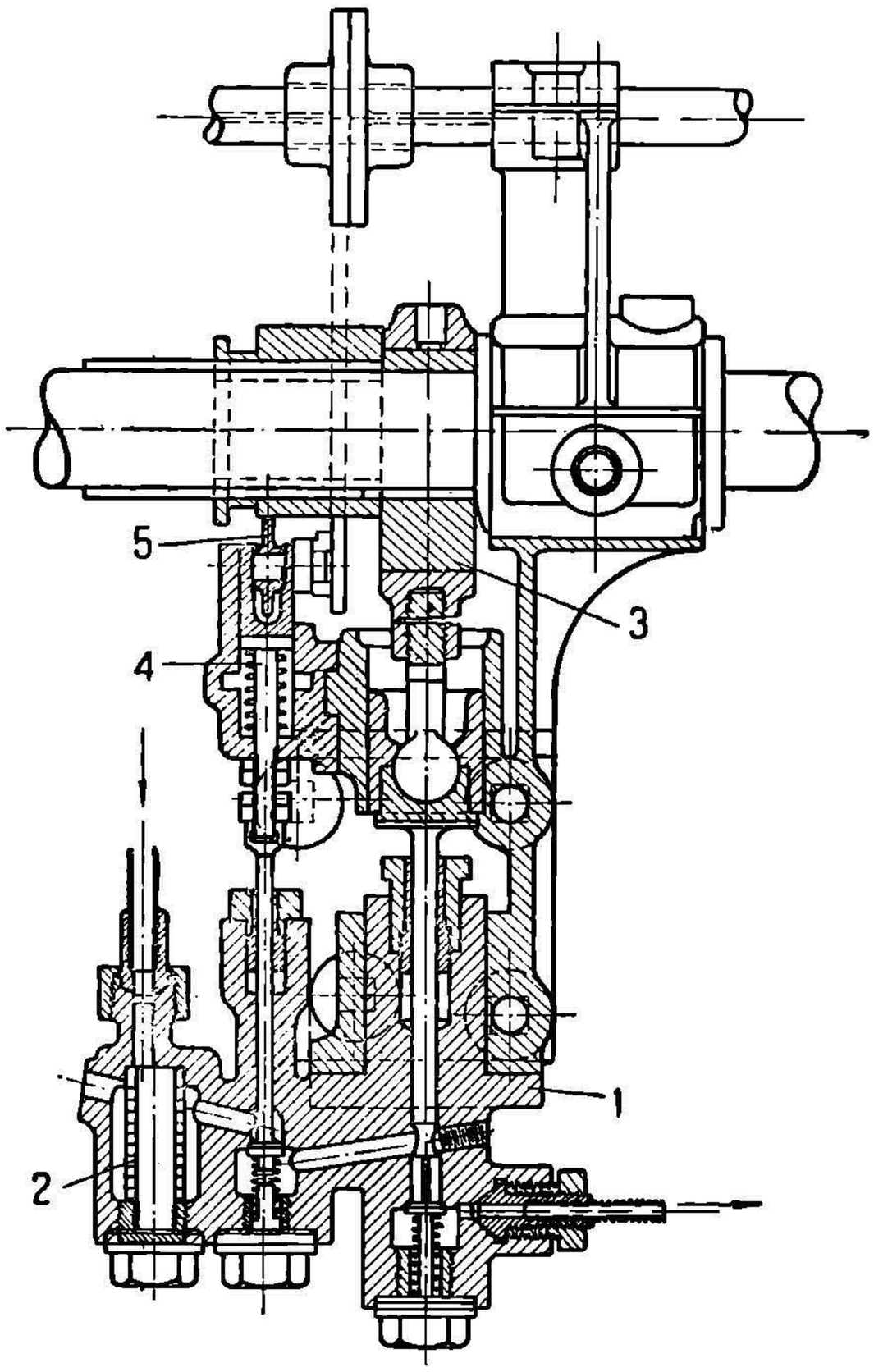
Электропередача тепловоза осуществлена при помощи двух генераторов постоянного тока, которые могут быть соединены как параллельно, так и последовательно; в главную цепь генераторов включено параллельно десять тяговых моторов подвесного типа.

Генераторы представляют собой десятиполюсные динамомашины завода «Вольта» (в Риге) с дополнительными полюсами с независимым возбуждением и с принудительной вентиляцией. Каждый генератор снабжен отдельной возбудительной динамо, имеющей также независимое возбуждение от аккумуляторной батареи. Генератор и его возбудительница имеют общий вал. Вентиляция генераторов производится при помощи вентилятора, приводимого мотором мощностью 3 kW питаемого током: во время движения тепловоза — от динамо возбудительницы и на стоянке,— от аккумуляторной батареи. Воздух для вентиляции засасывается из кузова и после охлаждения им нагревающихся частей генератора, т. е. якоря, коллектора и катушек, выходит через расположенное внизу кожуха

НБ УДУНТ (ДІІТ)

генератора окно. Наличие принудительной вентиляции дало возможность получить достаточно легкие генераторы, вес которых составляет 8,3 *m* для каждого. Полужесткая муфта, соединяющая вал генератора с валом двигателя весит при этом 1 *m*.

Тяговые моторы—постоянного тока типа сериес подвешены к рамам тележек и приводят движущие оси тепловоза при помощи зубчатой передачи с



Фиг. 177. Топливный насос двигателя Виккерса.

1—корпус; *2*—фильтр; *3*—эксцентрик; *4*—скалка всасывающего клапана; *5*—ролик.

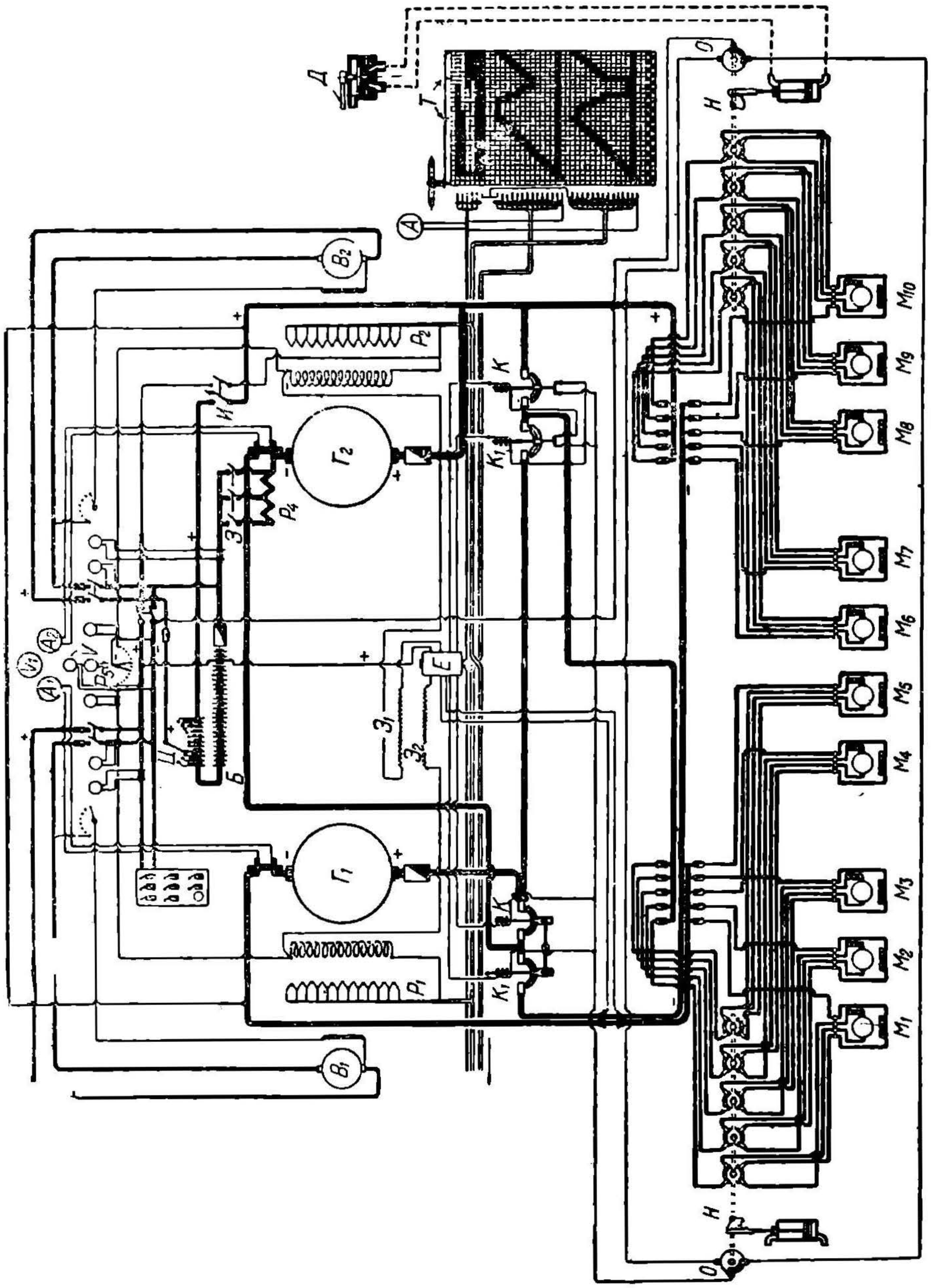
передаточным числом 4,625. Моторы устроены самовентилирующимися и имеют роликовые подшипники.

Электрическая схема тепловоза приведена на фиг. 178.

Управление тепловозом производится при помощи контроллеров, которые дают возможность соединять генераторы последовательно или параллельно и регулировать нагрузку генераторов путем изменения силы тока возбуждения их. При параллельном включении генераторов сила тока в главной цепи может быть достигнута 3000 А при напряжении в 250 V. Поэтому такое включение генераторов производится при трогании тепловоза с места и в местах следования его по затяжным подъемам, когда от тепловоза требуется развитие максимальной силы тяги. По мере развития тепловозом скорости, когда сила тяги его падает, необходимость в значительной силе тока в главной цепи генераторов отпадает и генераторы при помощи контроллера переключаются на последова-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

тельное соединение. Максимальная сила тока при этом падает до 1500 *А* при вольтаже в 500 V. Постепенная регулировка электропередачи достигается при этом установкой контроллера на промежуточные контакты, которых при параллельном соединении имеется *13* и при последовательном — *7* Дизель работает при этом на постоянном наибольшем числе оборотов, которое поддерживается



Фиг. 178. Электрическая схема тепловоза Шэл1.

$Г_1, Г_2$ генераторы, B_1, B_2—возбудители, *Б*—аккумуляторная батарея, *Е*—переключатель управления, *З*—замыкатель реостата при пуске двигателя, K_1, K_2—контакторы главного тока генератора, *Н*—элементный коммутатор, M_1, M_{10}—моторы, *А* амперметр, *V*—вольтметр, *О*—кольцевой замыкатель реверсера хода, *Н*—реверсер хода с пневматическим приводом, *7*—механическая блокировка для перехода на последовательное и параллельное соединение генераторов, $Э_1, Э_2$—сопротивления для поглощения экстратоков генератора, *И*—рубильник пуска, *Д*—управление воздушным переключателем, P_1, P_2—реостаты возбуждения.

центробежным регулятором. Перемена направления хода тепловоза достигается при помощи изменения направления тока к тяговым моторам посредством электропневматического переключателя, состоящего из группы механически связанных двуполюсных переключателей.

Испытание тепловоза. По окончании постройки тепловоз поступил для испытания непосредственно в эксплоатационных условиях с поездами, не

НБ УДУНТ (ДІІТ)

пройдя лабораторного испытания на катковой станции, которой для локомотивов с 10 движущими осями в СССР нет. Ряд произведенных поездок с тепловозом как рядовых, так и опытных, с динамометрическим вагоном, выявил необходимость значительных переделок как у двигателя, так и в электропередаче. Без этих переделок тепловоз оказался в работе ненадежным, и, сделав с 1925 по 1927 г. втечение 193 дней пробег около 38 000 *км*, был от службы отстранен. Намеченные переделки тепловоза до настоящего времени не закончены.

При испытании тепловоза опытными поездками все же выяснилось, что к. п. д. его от топлива до обода движущих колес при средних условиях работы составляет 24%. Таким образом с термической стороны тепловоз дал вполне благоприятны результаты, показав тем самым, что при надлежащем конструктивном выполнении тепловоз с электропередачей может дать одно из решений тепловозной проблемы. Полученный результат не был в данном случае неожиданным, так как к этому времени имелись уже вполне законченные результаты испытания второго тепловоза с электропередачей, строившегося одновременно для СССР в Германии и о котором речь будет ниже.

При сопоставлении сцепного веса тепловоза с мощностью двигателя на валу обращает на себя внимание крайнее несоответствие их между собой.

Величина β равна в данном случае

$$\beta = \frac{1000}{160} = 6{,}25 \ л.\ с./т.$$

Если же иметь в виду, что наибольшая скорость тепловоза равна 75 *км/час*, то наименьшая его скорость в наиболее трудных условиях работы должна быть равна по крайней мере 20 *км/час*

В таком случае β, на основании фиг. 3, должна быть равна 18,3 *л. с./т* и при сохранении мощности двигателя в 1000 *л. с.* сцепной вес тепловоза не должен быть больше

$$\frac{1000}{28{,}3} = 55 \ т.$$

Произведенный подсчет указывает на явную негармоничность конструкции рассматриваемого тепловоза, которая получилась лишь в результате неудачного подбора основных частей тепловоза и может быть объяснена лишь тем, что части эти были взяты готовыми.

Конкретизируя основные моменты, вызвавшие увеличение веса тепловоза, необходимо отметить:

1) размеры и вес взятого дизеля; 2) установку двух генераторов; 3) преувеличенное количество поставленных маломощных моторов и 4) применение тележечного типа ходовой части.

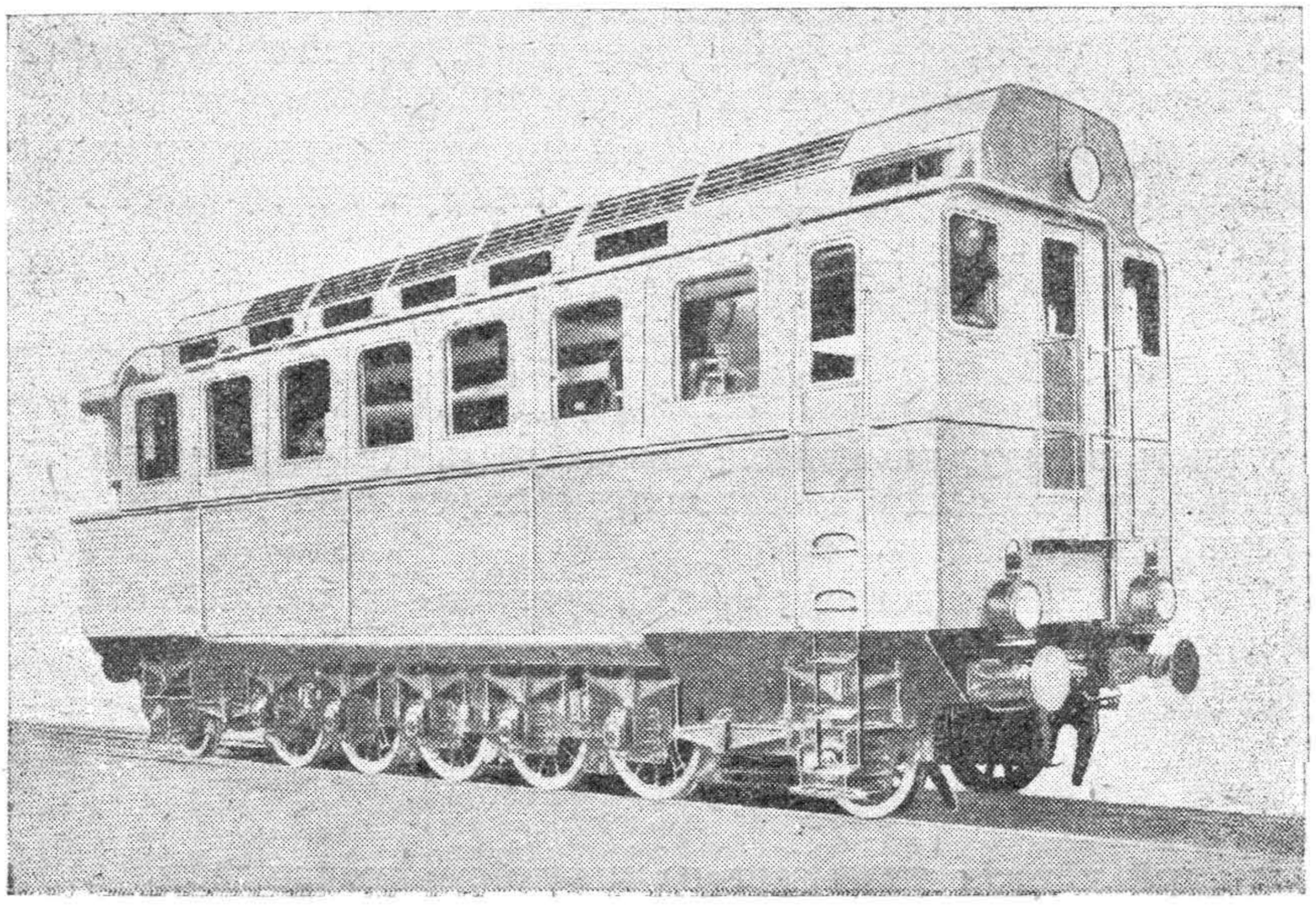
Использование сцепного веса тепловоза могло бы быть произведено при работе тепловоза на малых скоростях, как, например, на сортировочных горках, но в таком случае в явном противоречии с подобного рода работой находится предельная скорость тепловоза в 75 *км/час*.

Отмеченные несоответствия в основе конструкции тепловоза делают весьма затруднительной переделку его в тип, пригодный в эксплоатационном отношении.

Теплевоз Э^{эл} 2 типа 1—5$_0$—1 (фиг. 179). Одновременно с вышеописанным тепловозом, т. е. в течение с 1922 по 1924 г., был построен по заказу советского правительства на заводе Эсслинген в Германии второй тепловоз с электропередачей. Проект этого тепловоза был разработан в Бюро постройки тепловозов в Берлине совместно с заводом Гогенцоллерн в Дюссельдорфе, под руководством Ломоносова. Основным заданием для разработки проекта тепловоза было создание тепловоза, эквивалентного по мощности паровозу серии Э типа 0—5—0 с максимальной силой тяги на ободе: $F_k = 15\,000$ *кг* при $V_{min} = 15$ *км/час*. Предварительный подсчет показал, что двигатель в таком случае должен развивать на

НБ УДУНТ (ДІІТ)

валу мощность N_e около 1200 *л. с.* Этому условию, а также и весовым требованиям удовлетворял в то время наилучшим образом известный уже нам двигатель завода МАН типа 6V 45/42, который и был взят в основу проекта. Электрооборудование тепловоза было заказано заводу Броун-Бовери (ВВС) в Швейцарии, так как этот завод имел подходящие испытанные уже на швейцарских и японских электровозах тяговые моторы. Для определения осевой формулы тепловоза, исходя из наибольшей нагрузки на сцепную ось в 16—16,5 *т* на ось, были достаточно точно известны все входящие в вес тепловоза величины за исключением веса холодильного устройства, расчет которого производился проектировщиками впервые. Первоначальная установка холодильников на тепловозе при осевой формуле последнего 1—5_0—1 оказалась неудачной и для возможности работы тепловоза летом при температурах до +50°С тепловоз был



Фиг. 179. Тепловоз $Э^{эл}2$ типа 1—5_0—1 с электропередачей.

снабжен четырехосным холодильным тендером, с которым он и вышел с завода (фиг. 180).

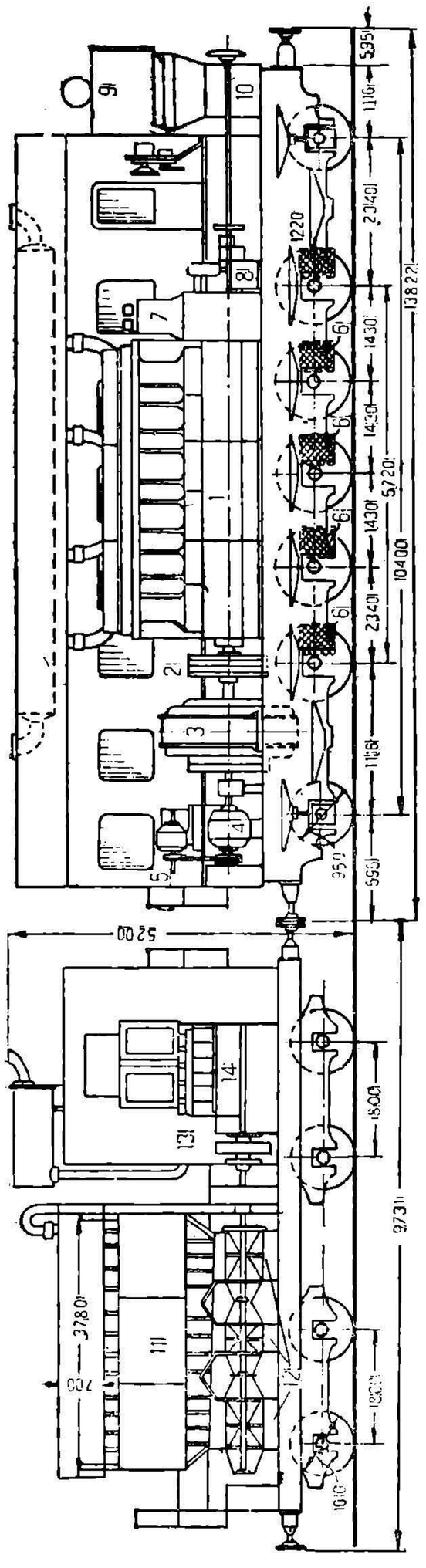
Основные данные тепловоза приведены в табл. XII. Как видно из фиг. 180, тепловоз имеет наружную листовую раму, опирающуюся на пять сцепных осей и на два бегунка, выполненных по типу Адамса. На междурамных креплениях тепловоза установлен своим картером вдоль рамы тот же двигатель *1* завода МАН, что и на тепловозе $Э^{мх}$ но не реверсивный, развивающий при 450 об/мин 1200 *л. с.* При помощи полужесткой муфты *2* задний конец вала двигателя соединен с динамомашиной *3*, получающей возбуждение от двух последовательно расположенных возбудительниц *4* и *5*.

Тяговые моторы *6* подвесного типа расположены против хода тепловоза и приводят в движение оси тепловоза через двухстороннюю зубчатую передачу.

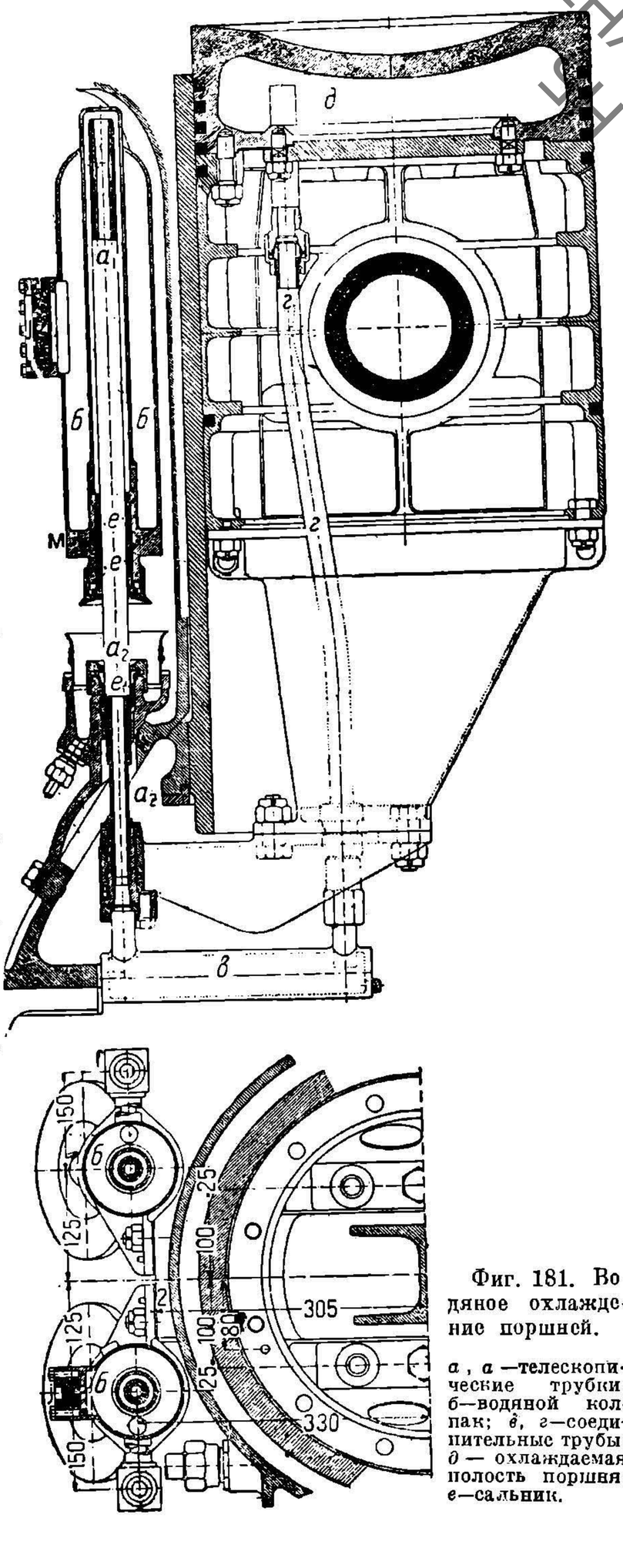
Передний конец вала двигатель образует коленчатый вал воздушного компрессора *7*, обслуживающего: пуск двигателя в ход, распыливание топлива, воздушный тормоз и сигнальный свисток. Рядом с компрессором находится водяной насос двигателя *8*, приводимый так же, как и компрессор, от вала двигателя и предназначенный для охлаждения водой цилиндров и поршней последнего. Спереди тепловоза расположен холодильник *9* с вентиляторными колесами *10*, приводимыми в движение также от вала двигателя.

Холодильный тендер имел экипажную часть, отвечавшую четырехосному тендеру паровозов серии Э. На тендерной раме был расположен холодильник *11*,

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 180. Тепловоз Эл2 с холодильным тендером. *1*—двигатель; *2*—соединительная муфта; *3*—генератор; *4*—первый возбудитель; *5*—второй возбудитель; *6*—тяговые моторы; *7*—воздушный компрессор; *8*—водяной насос; *9*—холодильник; *10*—вентиляторные колеса; *11*—холодильник тендера; *12*—вентиляторные колеса; *13*—соединительная муфта; *14*—двигатель на тендере.

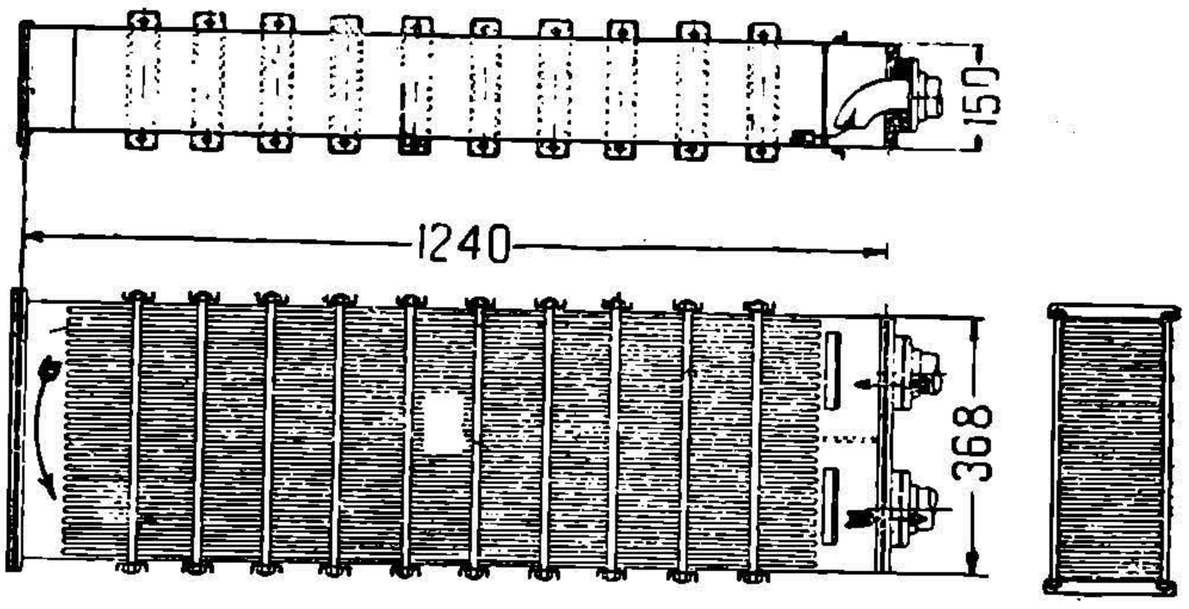


Фиг. 181. Водяное охлаждение поршней.

а, *а*—телескопические трубки; *б*—водяной колпак; *в*, *г*—соединительные трубы; *д* — охлаждаемая полость поршня; *е*—сальник.

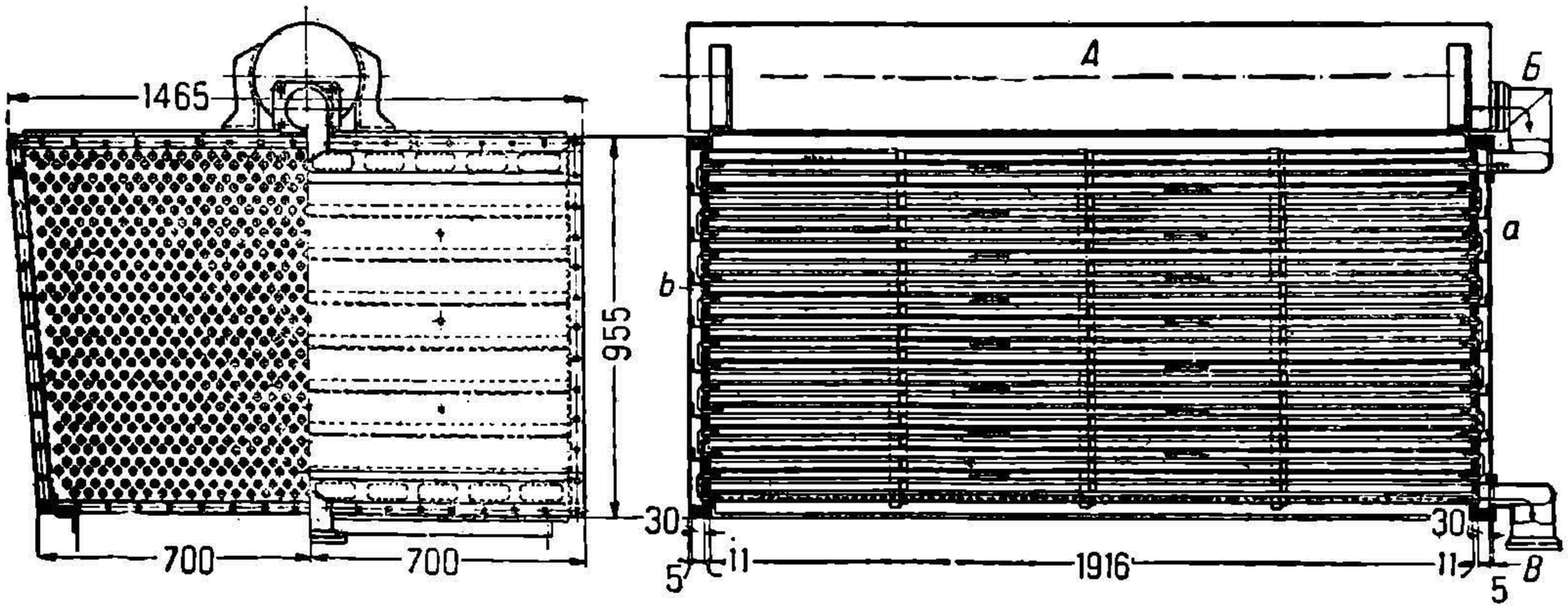
того же типа, что и на самом тепловозе, с вентиляторными колесами *12*, которые через гибкую муфту *13* приводились в движение от 90-сильного бескомпрессорного тестицилиндрового дизеля *14* завода Бепц в Мангейме.

Дизель тепловоза во всех своих основных частях достаточно подробно описан выше при описании тепловоза Э^{мх}3. Однако, кроме отсутствия реверсивности, дизель тепловоза Э^{эл}2 имеет отличие от дизеля тепловоза Э^{мх}3 также и в системе охлаждения поршней. Последние на тепловозе Э^{эл}2, так же как и цилиндры, охлаждаются водой.



Фиг. 182. Масляной холодильник тепловоза.

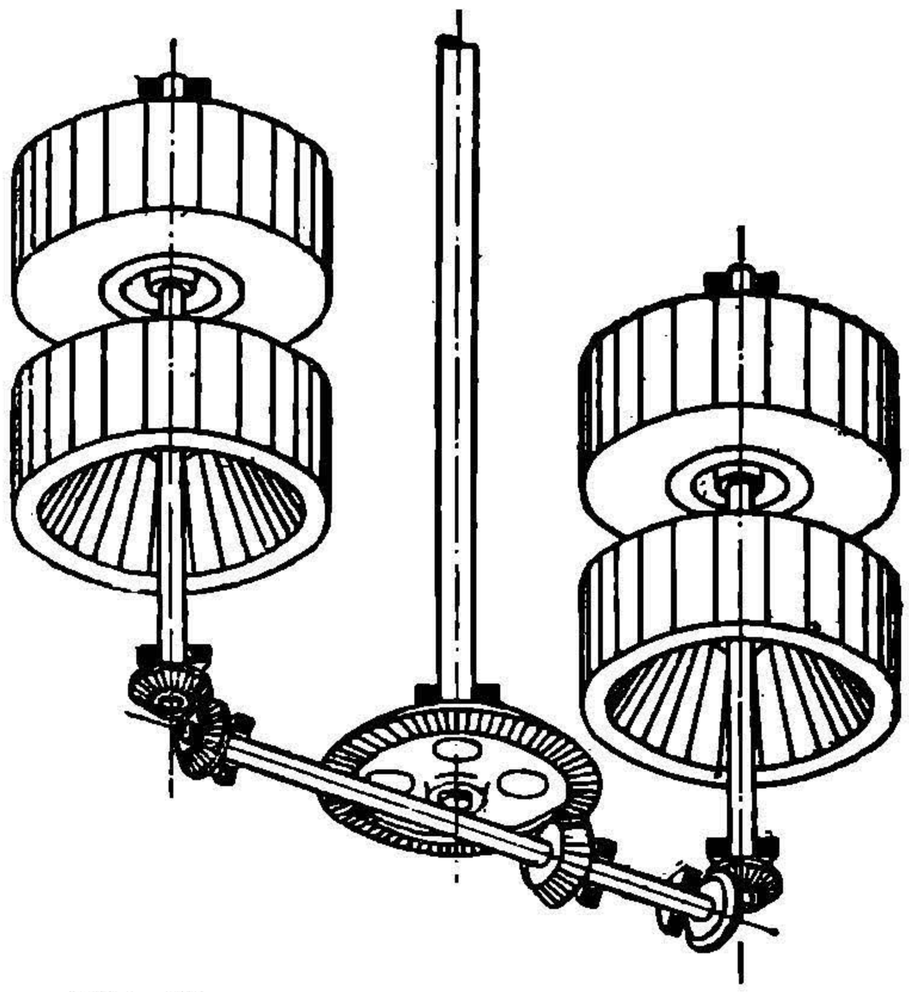
Охлаждение поршней производится водой при помощи системы телескопических трубок a_2, a_1 (фиг. 181), которые размещены в колпаках *б* у каждого из цилиндров дизеля. Вода подается насосом в колпак *б* и оттуда по трубкам a_2, a_1 проходит через соединительные трубы *в* и *г* в охлаждаемую полость поршня *д*. Обратное движение воды из полости *д* к холодильнику производится по такой же системе труб, как это и показано в плане на фиг. 181. Трубки a_2 соединены с поршнем при помощи труб *в* и *с* наглухо. С трубками же a_1 трубка a_2 соединена телескопически через сальники *е*, благодаря чему при движении поршня трубки a_2 движутся в трубках a_1. Колпаки *б* служат при этом для предотвращения гидравлических ударов. Несовершенство существующих систем сальников как резиновых, так и пробочных, вызывает попадание в охлаждающую воду значительного количества смазки, которая ухудшает тем работу холодильников. Наряду с этим повышается и расход смазочного масла. Указанный недостаток системы телескопических трубок вызвал замену на тепловозе Э^{мх}3 водяного охлаждения поршней масляным, хотя последнее является и менее эффективным по сравнению с водяным, из-за более низкой теплоемкости масла по сравнению с теплоемкостью воды.



Фиг. 183. Водяной холодильник тепловоза.
А—верхний резервуар; *Б*—трубопровод; *В*—выход воды; *а*, *б*—соединительные намеры.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Холодильники на тепловозе состояли из холодильников масляного (фиг. 182) и водяного (фиг. 183); последний был расположен над первым. Масляный холодильник состоял из четырех пластинчатых секций и имел охлаждающую поверхность в 68 $м^2$. Масло подводилось к холодильнику через фильтр и протекало по трубам, в то время как воздух омывал трубы снаружи. Водяной холодильник был изготовлен из 1115 латунных трубок наружного диаметра 24 *мм*, внутреннего 22,5 *мм*. Размеры его приведены на фиг. 183. Так же, как и в масляном холодильнике, охлаждаемая вода протекала по латунным трубкам, воздух же омывал трубки снаружи. Общая охлаждаемая поверхность холодильника составляла 162 $м^2$. Охлаждаемая вода поступала в верхний цилиндрический резервуар *А* и проходила оттуда через трубу *Б* в верхние ряды труб. Дойдя до конца этих труб, вода поступала в нижележащий ряд и проходила таким образом зигзагообразно весь холодильник. Выйдя из конца *В*, вода засасывалась водяным насосом и подавалась обратно в охлаждаемые полости дизеля.



Фиг. 184. Передача от вала двигателя к вентиляторным колесам.

Нагнетание воздуха через холодильник производилось при помощи колес Крейзеля (фиг. 18), насаженных по два на ось и приводимых в движение через зубчатую передачу от вала дизеля (фиг. 184).

По расчету оказывалось, что данный холодильник давал возможность работать двигателю при доведении температуры его воды до 80°С лишь при наружных температурах, не превосходивших + 5°С. Это указывало, что летом тепловоз нуждался в более мощном холодильнике. Так как, однако, развитие холодильника требовало увеличения нагрузки на ось или же изменения осевой формулы тепловоза, то для летней работы тепловоза и был спроектирован холодильный тендер.

Холодильник на тендере представлял собой комплект, состоявший из трех холодильников, совершенно подобных холодильнику тепловоза, с общей охлаждающей поверхностью в 616 $м^2$. Максимальное число оборотов, которое развивал двигатель, соединенный с колесами Крейзеля зубчатой передачей с передаточным числом 1:2,7, составляло 360 об/мин. При таких условиях холодильник на тендере совместно с холодильником тепловоза обеспечивали по расчету работу тепловоза при наружной температуре в +47°С.

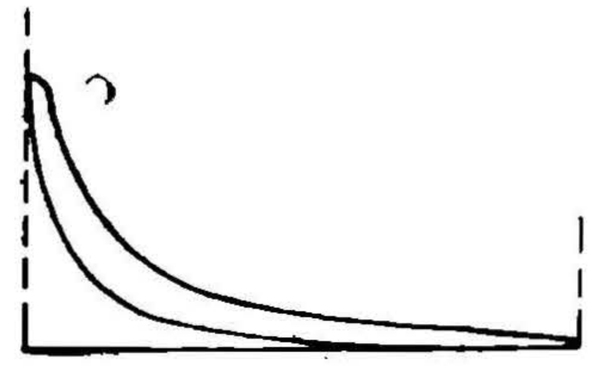
Испытание двигателя. Так как описанный дизель устанавливался на тепловозе впервые, то испытанию его до установки на раму тепловоза придавалось большее значение. Данные испытания двигателя на заводе МАН подверглись проверке при испытании двигателя на раме тепловоза на временной испытательной катковой станции в Эслингене и при испытании тепловоза в пути на советских ж. д. Поскольку двигатели тепловозов $Э^{эл}2$ м $Э^{мх}3$ являются совершенно одинаковыми, то и результаты их испытания также идентичны.

Снятые при различных режимах работы двигателя индикаторные диаграммы приведены на фиг. 185 и дают зависимость $p_i = f(\sigma)$ точно такого же вида и значений, что и приведенная на фиг. 80 для двигателя тепловоза $Э^{мх}3$. Поэтому для определения и всех остальных величин для двигателя тепловоза $Э^{эл}2$, как то: N_i, N_e, η_m, η_e в зависимости от σ и n можно пользоваться данными двигателя тепловоза $Э^{мх}3$, приведенными на фиг. 82—86.

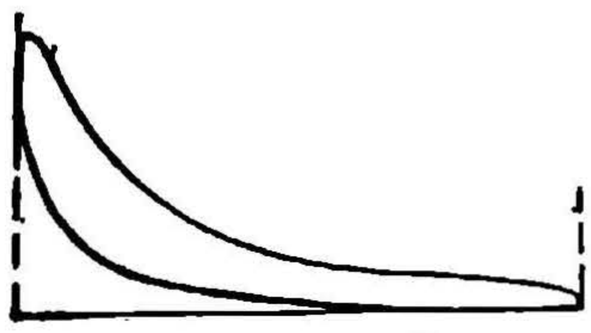
Так как, однако, при управлении тепловозом приходится пользоваться граду-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ировкой сектора топливных насосов, то, как об этом говорилось уже выше, путем испытания определяется точная зависимость между делениями сектора ε и самой подачей топлива за один ход поршня σ. Зависимость эта, как оказалось, неодинакова для различных двигателей одной и той же марки. Иначе говоря, завод, градуируя шкалу сектора топливного насоса и регулируя топливный насос, не стремится делать зависимость их между собой совершенно одинаковой, между тем как в целях удобства сравнения результатов испытания теплвозов, имеющих один и тот же тип двигателя, сохранение постоянства указанной зависимости является весьма целесообразным.

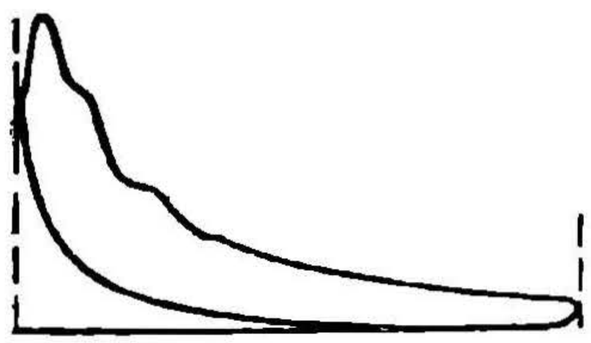


$\sigma = 1.5; p_i = 4.56$



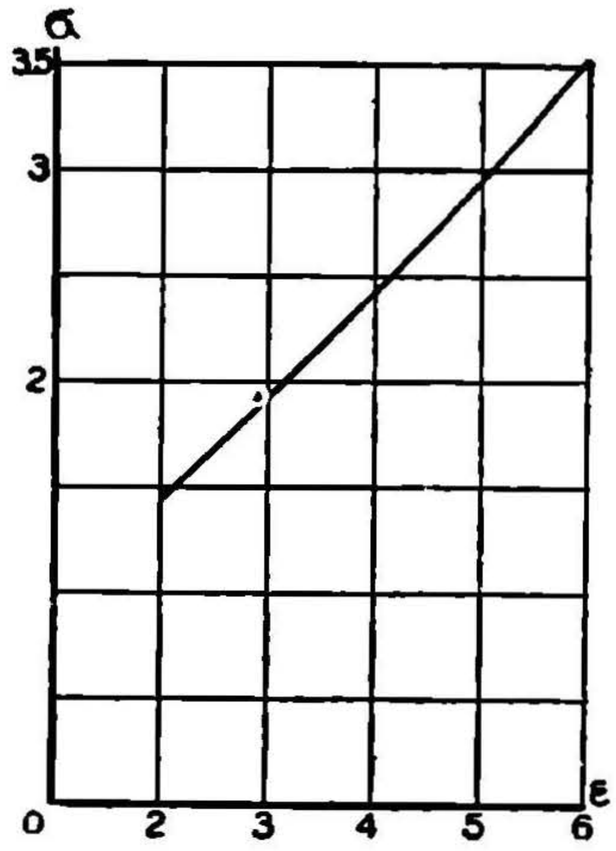
$\sigma = 2.5; p_i = 7.40$

$\sigma = 3.0; p_i = 8.15$

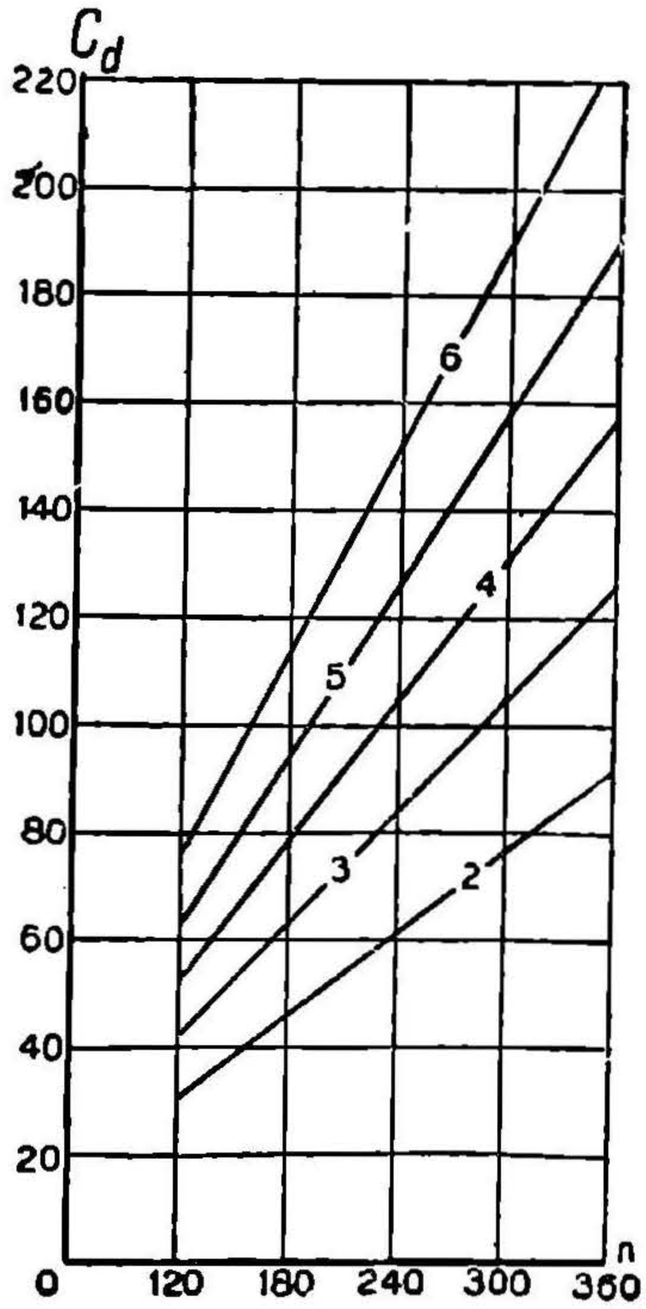


$\sigma = 3.5; p_i = 9.48$

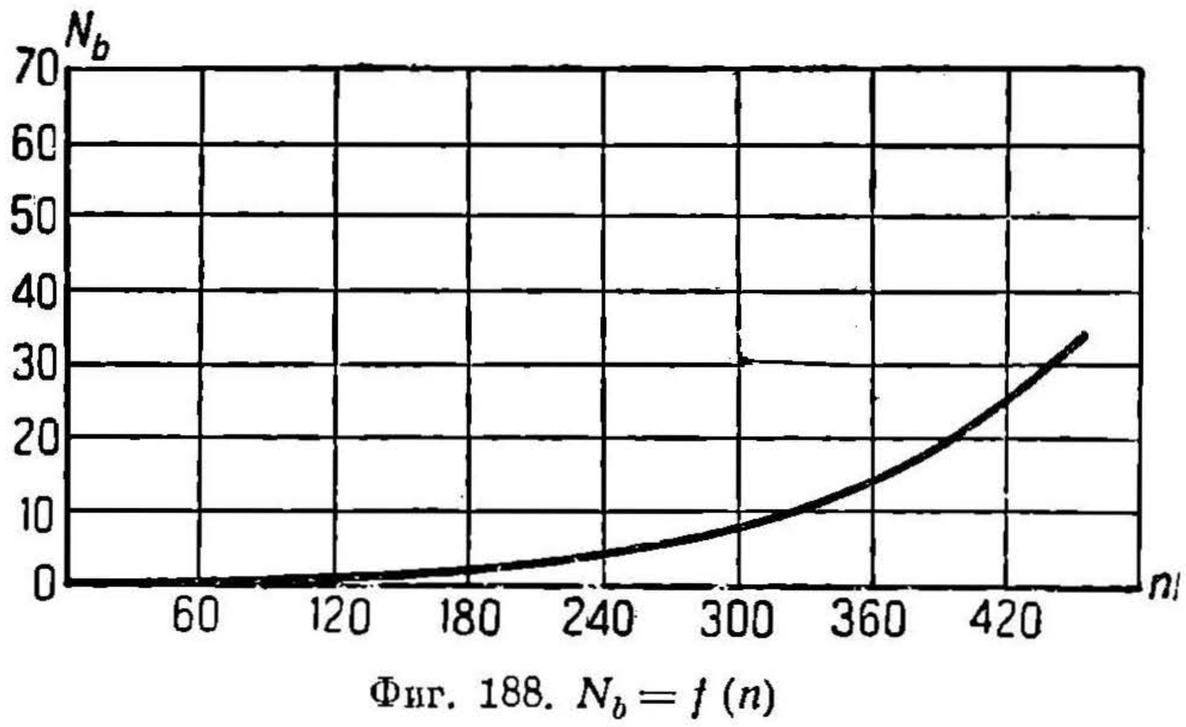
Фиг. 185. Индикаторные диаграммы при различных величинах подачи топлива.



Фиг. 186. $\sigma = f(\varepsilon)$,



Фиг. 187. $C_d = f(n, \sigma)$



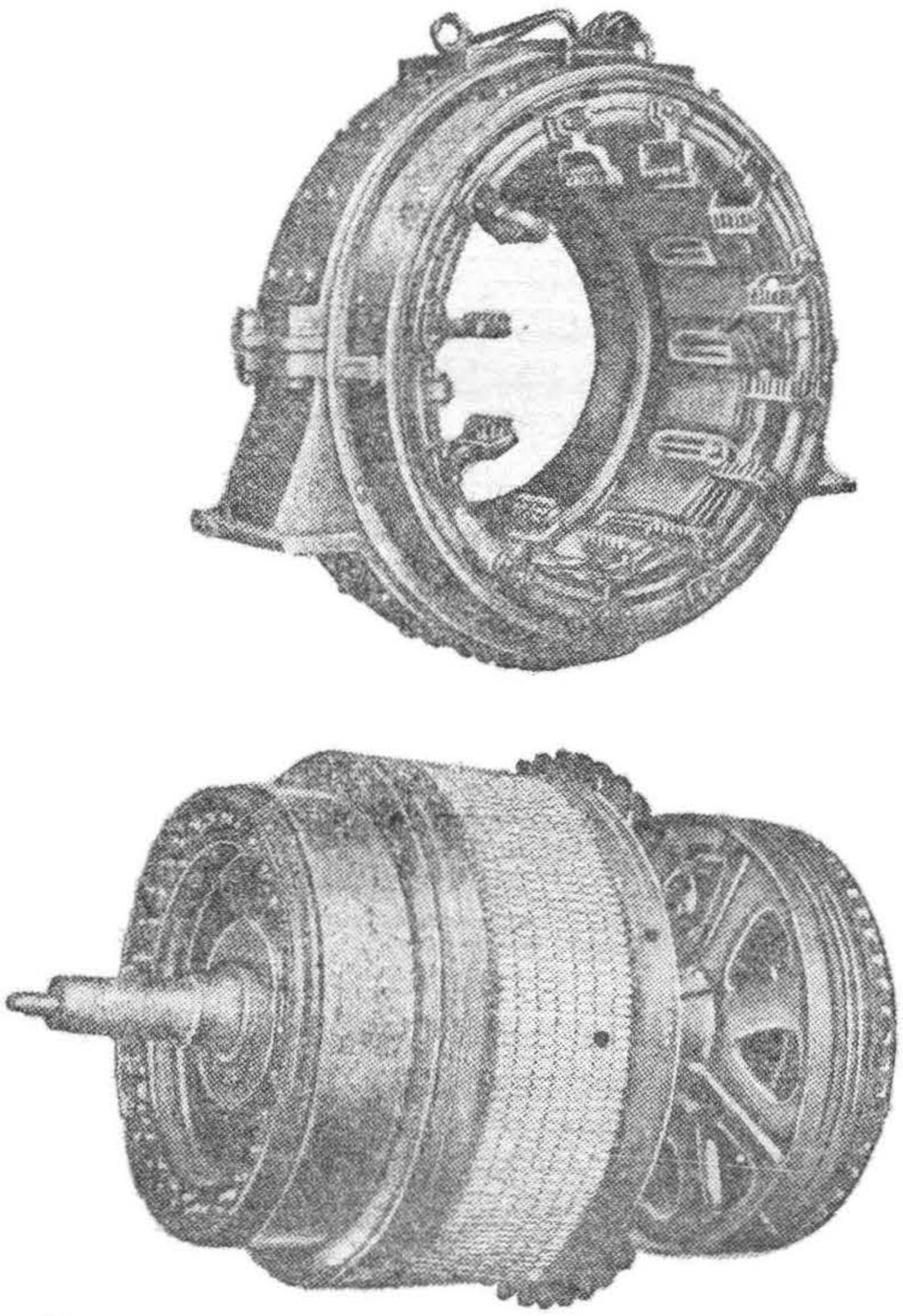
Фиг. 188. $N_b = f(n)$

Во всяком случае эта зависимость, при испытании двигателя, должна быть в каждом случае точно установлена.

В результате испытания двигателя тепловоза $Э^{эл}2$ зависимость $\sigma = f(\varepsilon)$ получилась такого вида, как приведено на фиг. 186. При сравнении ее с зависимостью для двигателя тепловоза $Э^{мх}$ 3, приведенной па фиг. 70, легко заметить их расхождение между собой. Являясь чисто формальным, такое расхождение вно-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

сит изменение лишь в те кривые двигателя, которые строятся в функции от ε, как, например, кривые $C_d = f(n, \varepsilon)$, т. е. кривые часового расхода топлива, которые для двигателя тепловоза Э^{эл} 2 приведены на фиг. 187. Они заметно отличаются от аналогичных кривых для двигателя тепловоза Э^{мх}3, приведенного на фиг.81, но это отличие, не внося ничего существенного, заставляет при управлении двигателем того или другого тепловоза лишь иначе относиться к делениям сектора топливных насосов.

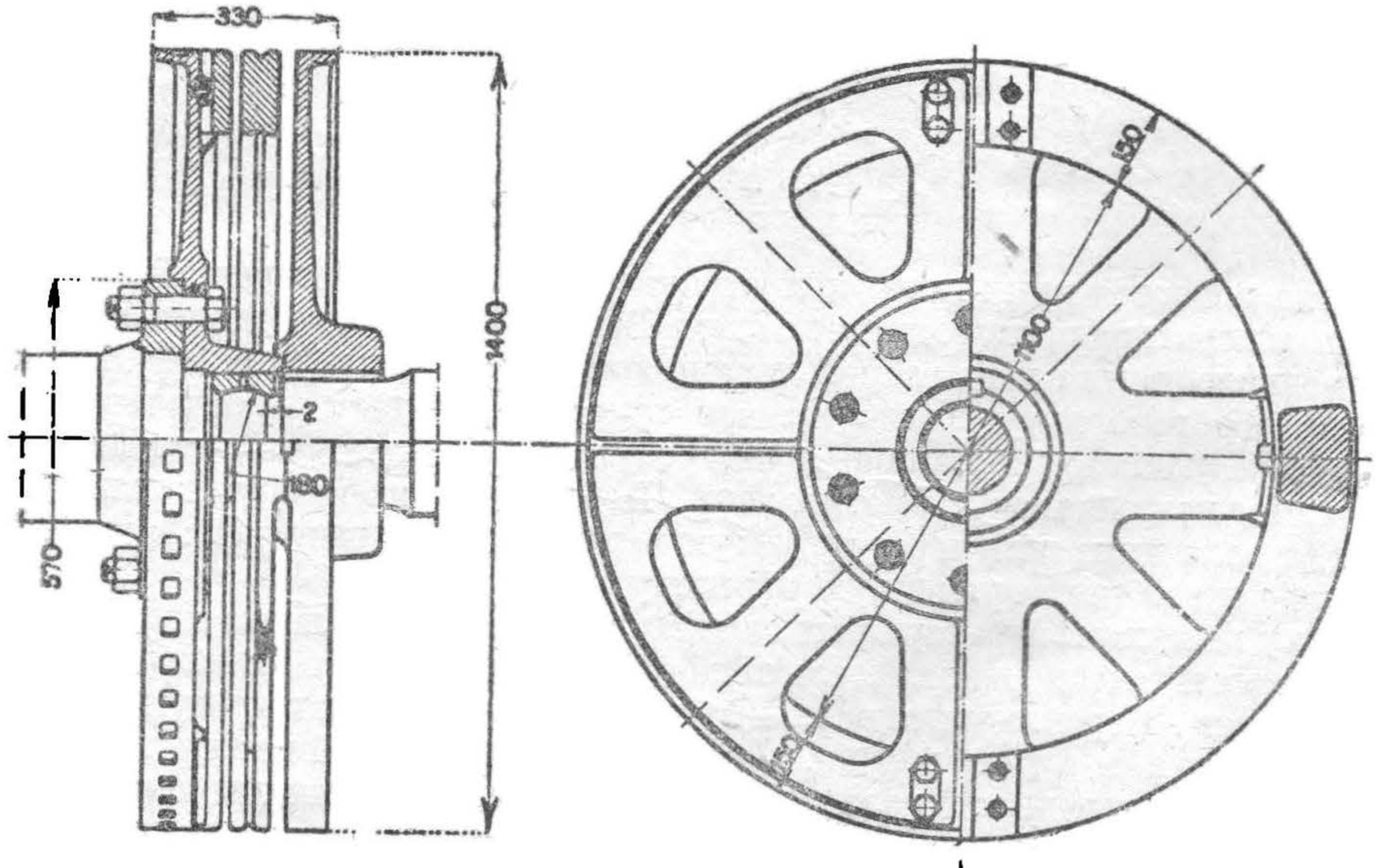


Фиг. 189—190. Генератор тепловоза Ээл2. Внизу—якорь и вверху — статор.

Как видно из фиг. 187, кривые для двигателя тепловоза Э^{эл}2 построены для наибольшего числа оборотов $n = 360$, в то время как у двигателя тепловоза Э^{мх}3 для $n = 400$. Объясняется это тем, что в пределах от 360 до 400 об/мин двигатель на тепловозе дает критические числа оборотов второго порядка, которые усложняют работу двигателя после 400 об/мин. В пределах же 210—230 об/мин двигатель вступает в критические числа оборотов первого порядка. Этим обстоятельством вызван и выбор числа оборотов, для которых построены кривые как для двигателя, так в дальнейшем и для тепловоза.

Испытание холодильных устройств производилось при испытании тепловоза в целом и вполне подтвердило расчетные данные.

Мощность двигателя, израсходованная на работу вентилятора для охлаждения воды и масла двигателя, определенная в зависимости от числа оборотов двигателя, приведена на фиг. 188.

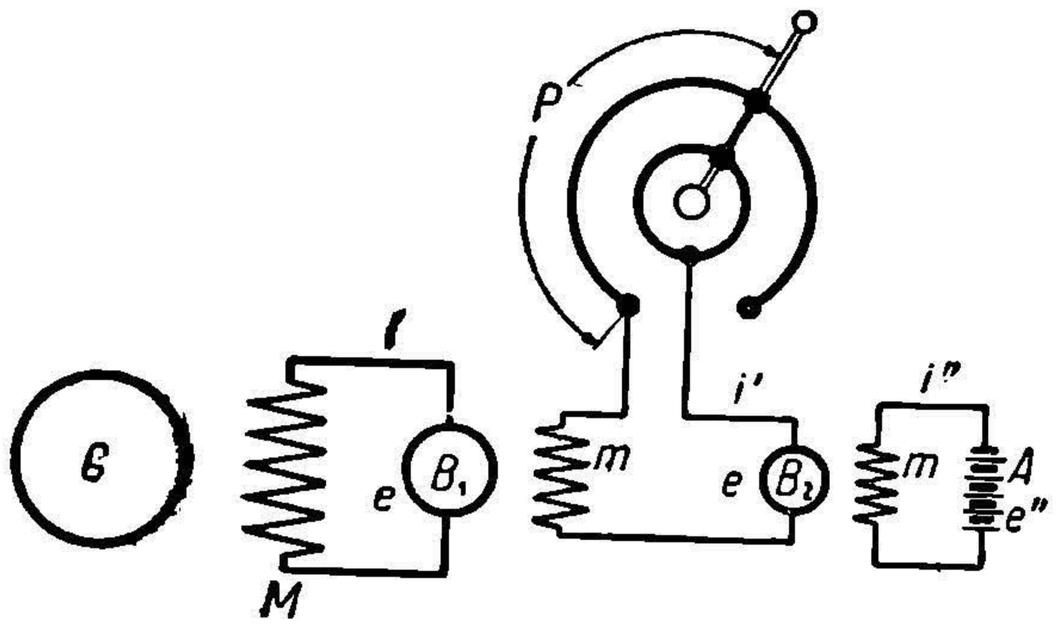


Фиг. 191. Муфта между генератором и двигателем тепловоза Ээл2.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Электропередача тепловоза осуществлена при помощи одного генератора постоянного тока и пяти параллельно включенных в главную цепь генератора тяговых сериес-моторов подвесного типа.

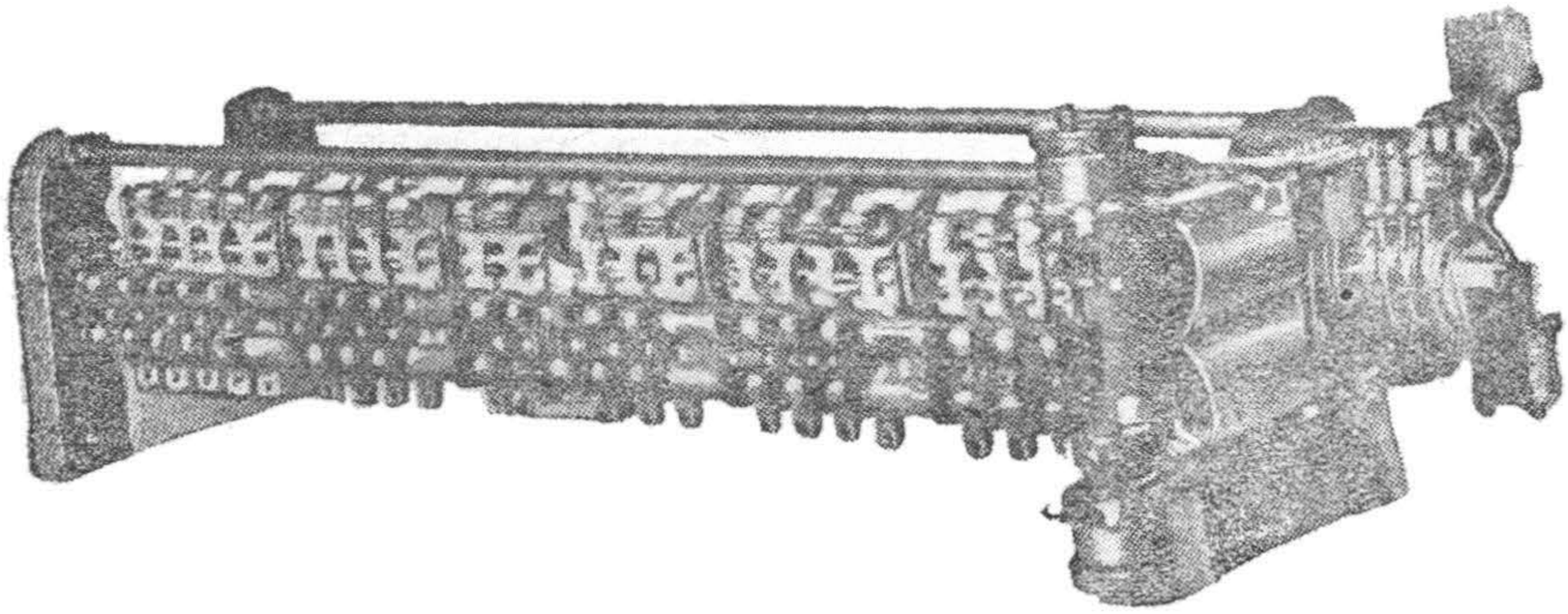
Генератор (фиг. 189—190) представляет собой двенадцатиполюсную динамомашину завода Броун-Бовери с дополнительными полюсами, с независимым возбуждением и самовентилирующуюся. Для этой цели на заднем конце вала якоря устроены лопасти вентилятора, который засасывает воздух снаружи через специальный канал. Этот конец якорного вала покоится на шаровом подшипнике. Другой его конец имеет шаровидную головку, при помощи которой он соединяется с полужесткой муфтой (фиг. 191). Последняя, хорошо выполняя передачу вращающего момента от двигателя к генератору даже при некотором несовпадении их осей, не поглощает, однако, резонансных колебаний колепчатого вала двигателя и не дает поэтому возможности работать на полном диапазоне ого числа оборотов.



Фиг. 192. Схема регулирования Вард-Леонарда на тепловозе Э^{эл}2.

G—генератор; B_1—первый возбудитель; B_2—второй возбудитель; *M*—обмотка полюсов генератора; *m*—обмотка полюсов возбудителей; *i'*, *i''*— сила тока возбуждения; *e*—электродвижущая сила возбуждения; *A*—аккумуляторная батарея; ρ—величина сопротивления контроллера.

Система возбуждения генератора выполнена при помощи двух последовательно расположенных возбудителей с независимым возбуждением. Вторая возбудительница питается при этом током от аккумуляторной батареи. Регулирование работы генератора производится по схеме Вард-Леонарда с введением контроллера с сопротивлениями в цепь второй динамо-возбудительницы (фиг. 192). Такое трехступенчатое возбуждение, называемое также каскадным, обеспечивает весьма плавное регулирование машины, не требуя вместе с тем тяжелого контроллера с большим количеством сопротивлений. Первая динамо-возбудительница приводится от вала двигателя через зубчатую передачу с отношением 5:3; вторая же — от вала первой через ременную передачу.

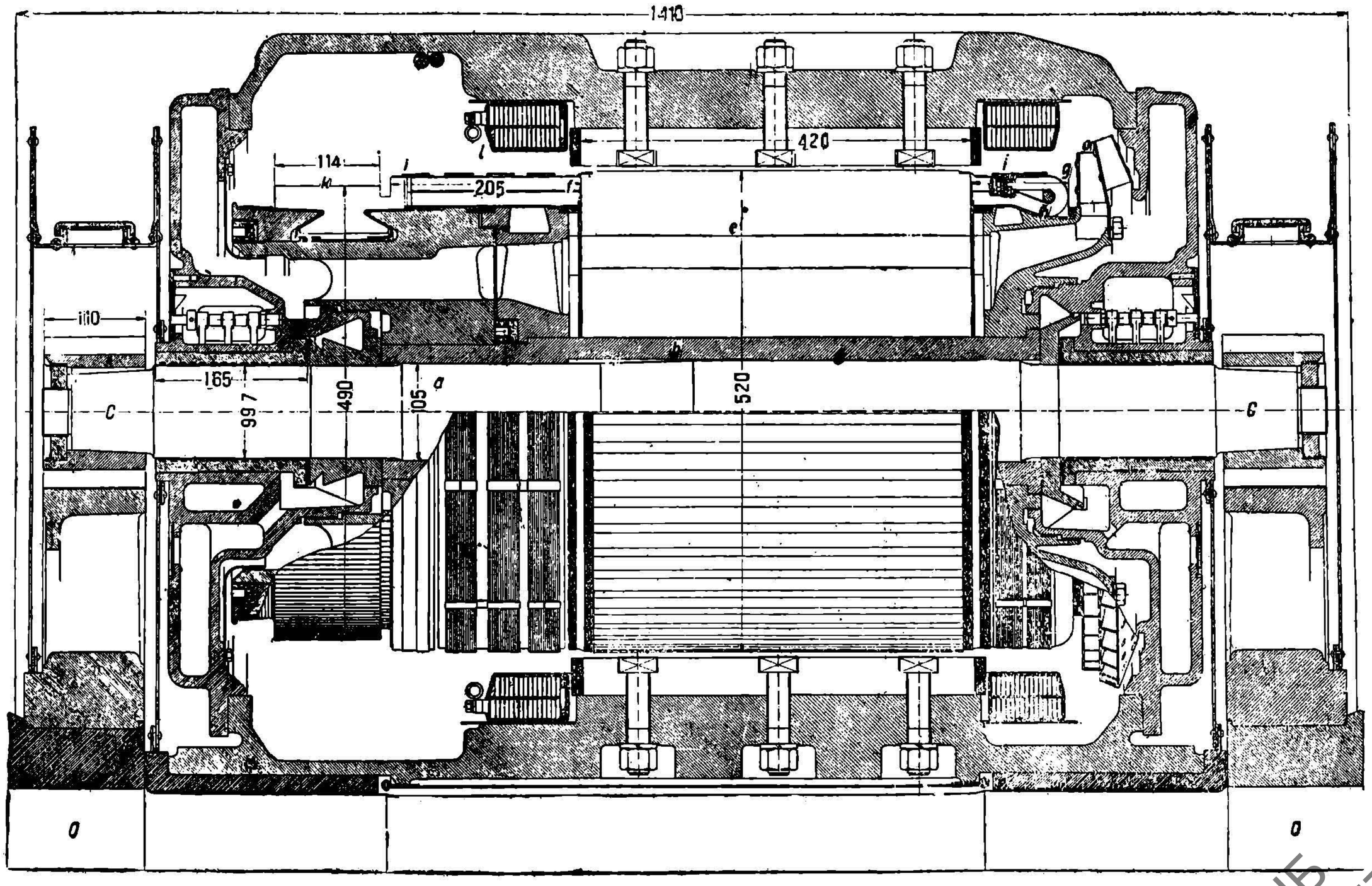


Фиг. 193. Переключатель тока.

Сверху кожуха генератора расположен управляемый с поста машиниста пневматическим путем переключатель тока (фиг. 193), идущего от генератора к тяговым моторам. Переключателем можно управлять также и вручную.

Тяговые моторы (фиг. 194) представляют собой четырехполюсные моторы с дополнительными полюсами. Для повышения величины вращающего момента якори моторов несколько удлинены по сравнению с нормальными моторами той же мощности. Диаметр якоря мотора 520 *мм* при общей высоте мотора 906 *мм*. Вследствие коротких магнитных полюсов и сравнительно высокой силы тока вит-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

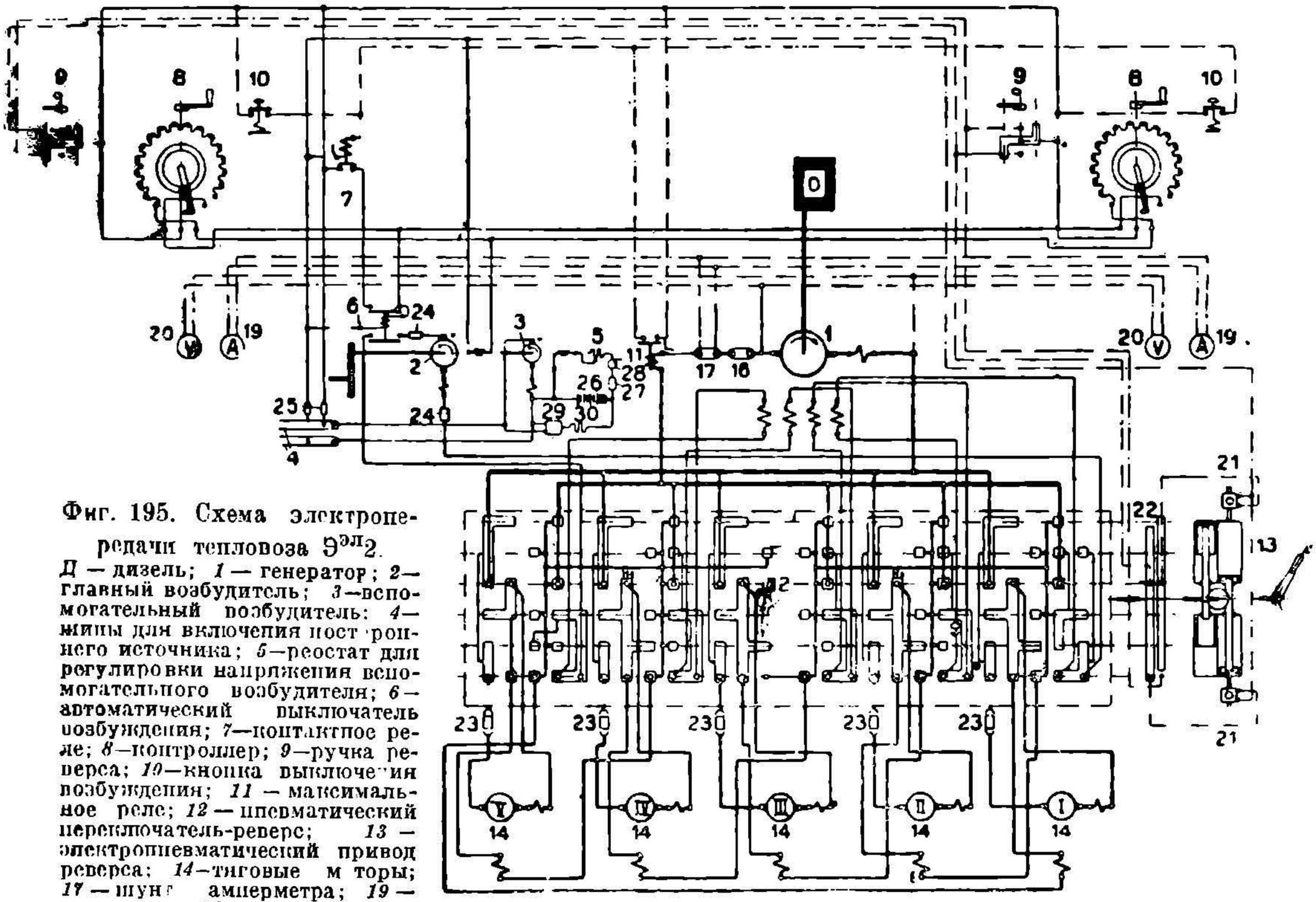


Фиг. 194. Тяговой мотор тепловоза Э^{ЭЖ}2.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

кн обмотки выполнены не из круглой медной проволоки, а из плоских медных полос.

Естественная вентиляция моторов достигается при помощи насаженных на валы якорей моторов двухлопастных вентиляторов, которые при работе моторов засасывают наружный воздух и прогоняют его через мотор.



Фиг. 195. Схема электропередачи тепловоза $Э^{эл}2$.

Д — дизель; *1* — генератор; *2*—главный возбудитель; *3*—вспомогательный возбудитель: *4*—шины для включения постороннего источника; *5*—реостат для регулировки напряжения вспомогательного возбудителя; *6*—автоматический выключатель возбуждения; *7*—контактное реле; *8*—контроллер; *9*—ручка реверса; *10*—кнопка выключения возбуждения; *11* — максимальное реле; *12* — пневматический переключатель-реверс; *13* — электропневматический привод реверса; *14*—тяговые моторы; *17* — шунт амперметра; *19* — амперметр; *20*—вольтметр; *21*—распределитель электропневматического переключателя; *22*—коллектор распределения; *23*—легкоплавкие предохранители на моторах; *24*—предохранители на цепи главного возбуждения; *25*—то же на цепи вспомогательного возбудителя; *26*—аккумуляторная батарея; *27*—легкоплавкий предохранитель аккумуляторной батареи; *28* выключатель в цепи возбуждения вспомогательной возбудительницы; *29*—минимальный автомат; *30*—реостат для зарядки аккумуляторной батареи.

Электрическая схема тепловоза распадается на три цепи различного напряжения.

I. Главная цепь, питающая тяговые моторы с напряжением от 0 до 1000 V.

II. Цепь первой возбудительницы генератора с напряжением от 0 до 50 V

III. Цепь второй возбудительницы и цепь аккумуляторной батареи с напряжением 110—135V; эта последняя цепь служит: а) для возбуждения первой и второй возбудительницы генератора, б) для связи с приборами управления и в) для целей освещения тепловоза.

Схема тепловоза приведена на фиг. 195.

На фиг. 196—197 приведена характеристика электропередачи.

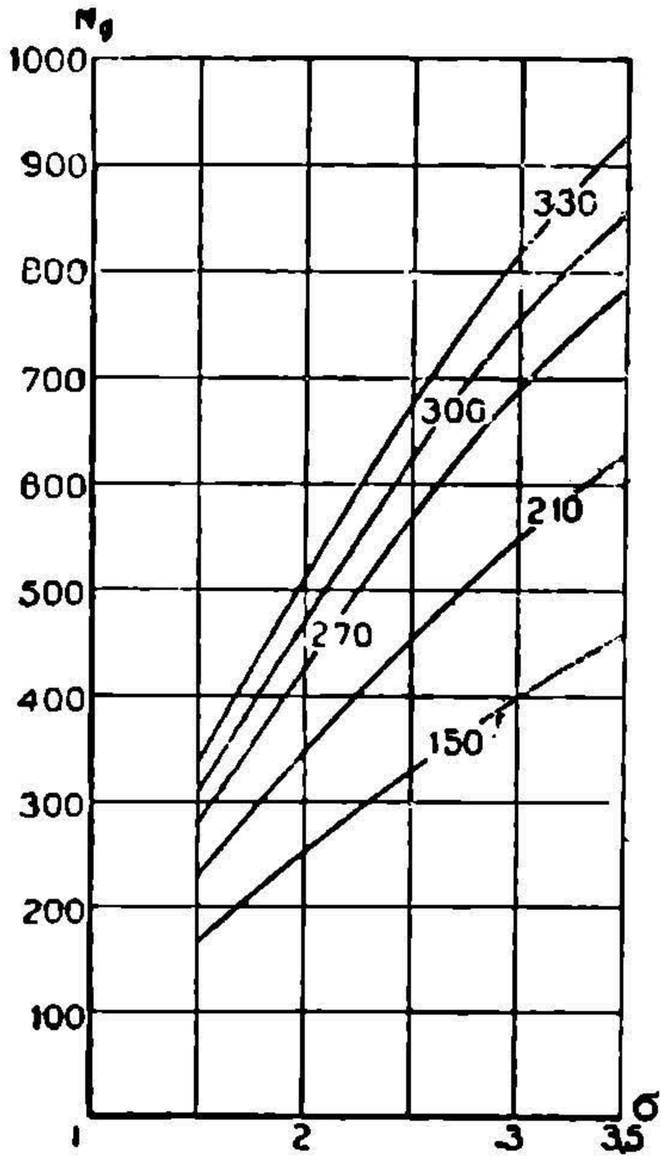
Управление тепловозом при помощи контроллера могло быть осуществлено при выпуске тепловоза с завода с двух постов, расположенных по концам тепловоза. Маховик контроллера дает ток к тяговым моторам. Ручка реверса на контроллере дает возможность менять направление тока к моторам, изменяя тем и направление движения тепловоза. Кроме того, каждый контроллер снабжен кнопкой для разъединения цепи первой возбудительницы при любом режиме работы тепловоза. Между маховиком контроллера и рукояткой реверса устроена блокировка, допускающая перестановку ручки реверса из одного положения в другое лишь при нулевом положении маховика контроллера. Кроме

НБ УДУНТ (ДІІТ)

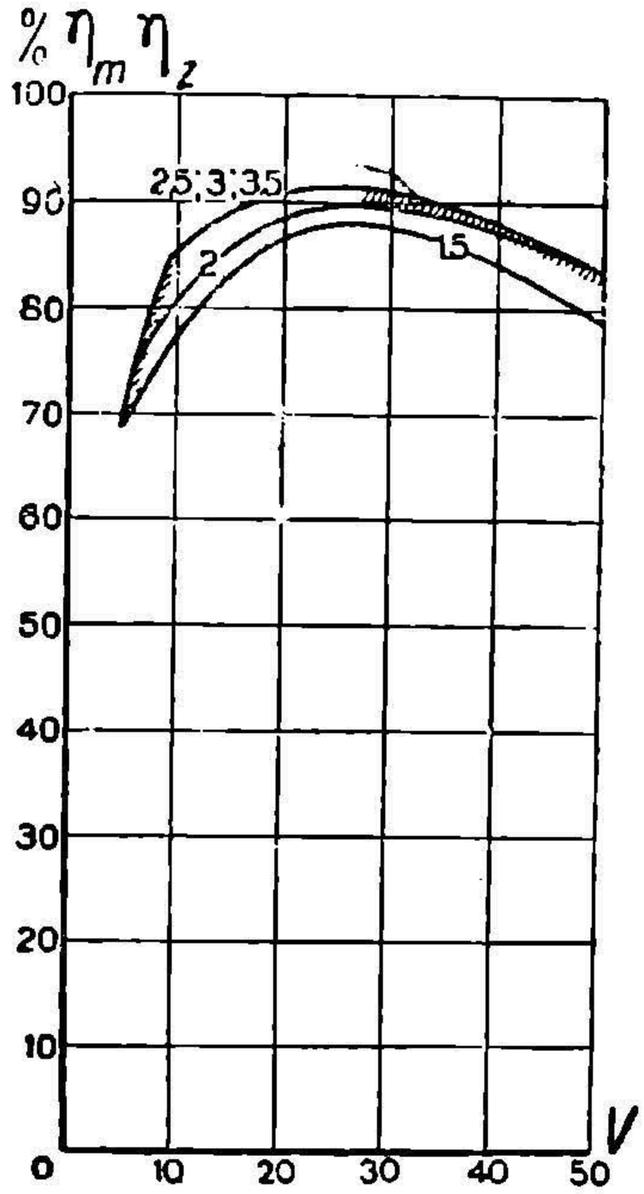
этого предохранения имеется автоматически действующее реле, которое по достижении главной цепи тока силой свыше 2300 А разрывает цепь. Независимо от этого каждый тяговой мотор снабжен предохранительной пробкой, которая плавится и разрывает цепь при достижении силы тока, идущего к каждому из моторов, в

$$\frac{2250}{5} = 450 \text{ А}.$$

Испытание тепловоза. Прежде чем тепловоз был выпущен с завода, он был дважды подвергнут испытанию на временной советской катковой станции, установленной на заводе постройки тепловоза в Эсслингене.



Фиг. 196. Мощность генератора.
$N_g = f(\sigma, n)$.



Фиг. 197. К. п. д. моторов и зубчатой передачи
$\eta_m \eta_з = f(V, \sigma)$.

После первого испытания был изменен привод возбудительной группы генератора, которая по первоначальному проекту приводилась от особого двигателя с калильной головкой. Это был двухцилиндровый двухтактный двигатель завода Виптертур, мощностью в 20 *л. с.* при 1200 об/мин, который чрезвычайно усложнял уход и управление тепловозом. Последнее обстоятельство и заставило снять двигатель и устроить привод от главного вала через зубчатую передачу, как об этом уже говорилось на стр. 167.

Кроме этой переделки, после первого же испытания было коренным образом перепроектировано охлаждение двигателя. Вместо двух, стоявших по обоим концам тепловоза воздушно-трубчатых холодильников с вертикальными трубками, на тепловозе был установлен лишь в переднем его конце один водо-трубчатый холодильник с горизонтальными трубками, и для усиления охлаждения спроектирован и построен холодильный тендер. Такая коренная переделка холодильного устройства была вызвана тремя следующими причинами: недостаточной мощностью холодильников, неудобством управления двумя холодильниками, расположенными по обоим концам тепловоза и, наконец, нежелапием увеличивать нагрузку на ось или изменять осевую формулу тепловоза в связи с необходимостью увеличения размеров холодильников.

Испытанием тепловоза на катковой станции была устаповлепа подробная тяго-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

вая характеристика тепловоза и его к. п. д., причем в целях точного сравнения последнего с к. п. д. эквивалентного ему по мощности паровоза серии Э типа 0—5—0 на той же катковой станции были произведены параллельные испытания только что выпущенного с завода паровоза серии $Э^г$. Испытания были проведены при трех различных режимах работы обоих локомотивов в пределах от половины до полной мощности их с изменением силы тяги и скорости. Результаты испытания приведены в табл. XIII и показывают, что к. п. д. тепловоза выше, чем у паровоза, в 3,1—3,4 раза.

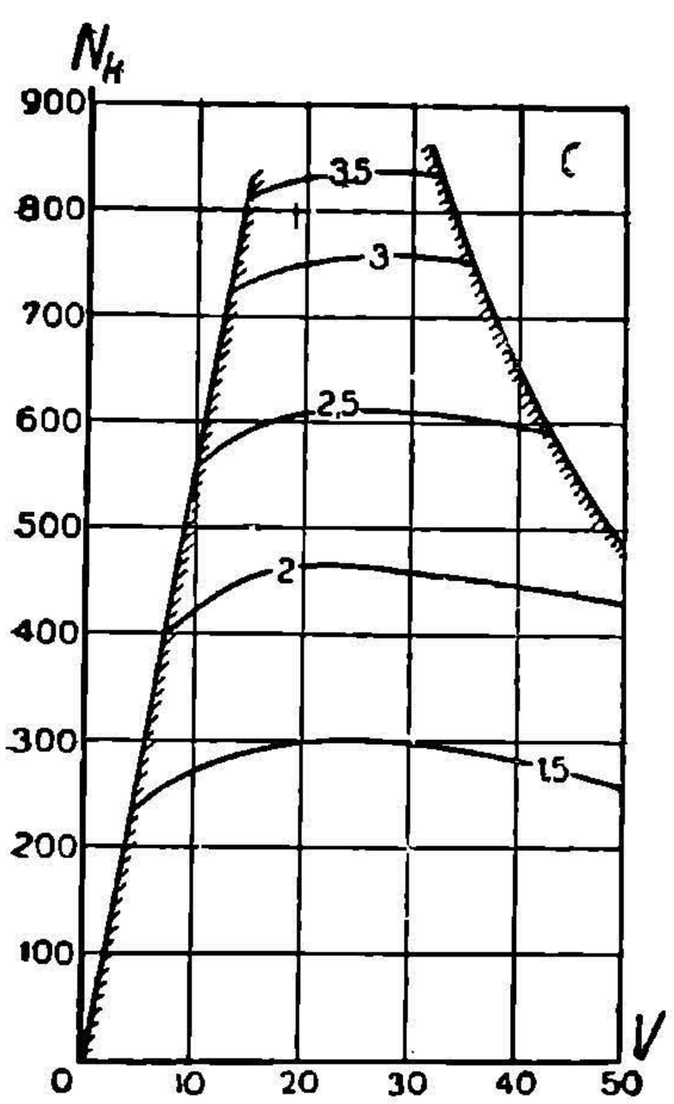
Таблица XIII

Результаты сравнительных испытаний тепловоза $Э^{эл}2$ и паровоза $Э^2$

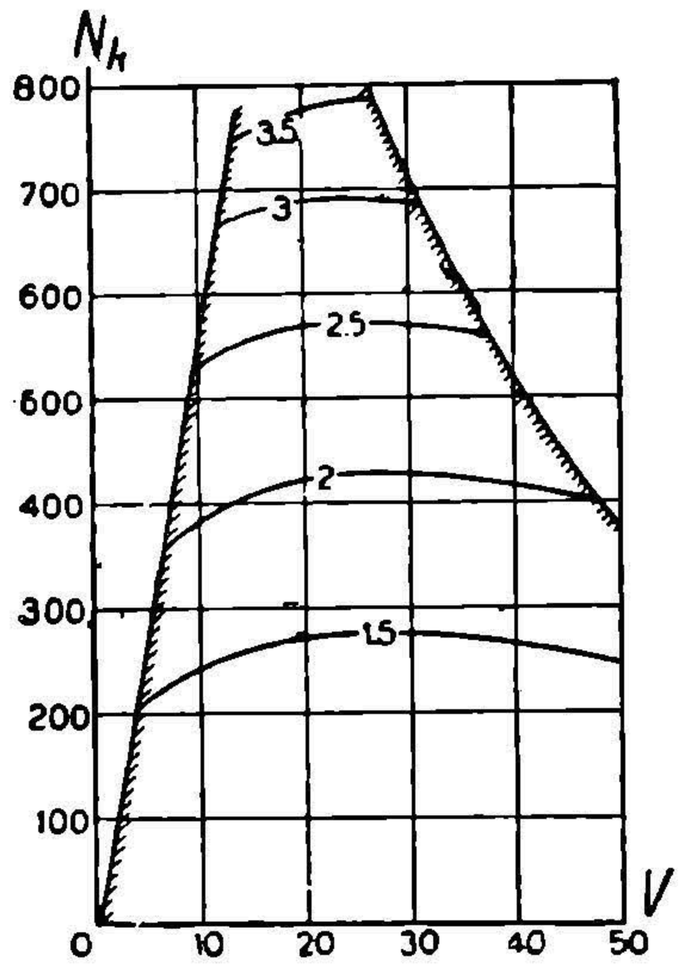
Опыт	Сила тяги в *кг*	Средняя скорость в *км/час*	Продолжительность опыта в мин	Режим работы тепловоза *n*—ε	Режим работы паровоза	Расход нефти в *кг*		Отношение расходов
						тепловоза $Э^{эл}2$	паровоза $Э^2$	
А	9 000	25	55	330—6	1—0,35	183,4	566	3,1
Б	4 500	30	60	300—3,5	1—0,22	113,6	388	3,4
В	15 200	16	94	300—6,5	1—0,5	348,0	1 180	3,4
					За три опыта	644,9	2 134	3,3

После испытания тепловоза на катковой станции он был подвергнут опытным поездкам с динамометрическим вагоном на путях СССР. В результате произведенных испытаний была построена тяговая характеристика тепловоза.

Мощность тепловоза на ободе его колес N_k в зависимости от скорости V при различных значениях подачи топлива σ и при различных числах оборотов двигателя n=330; 300 и 270 об/мин приведены на фиг. 198—200. Заштрихованные линии с левой стороны диаграмм представляют собой ограничение мощности по величине силы сцепления между колесами и рельсами или, иначе говоря, по сцепному весу тепловоза и коэфициенту сцепления, который в данном случае был принят



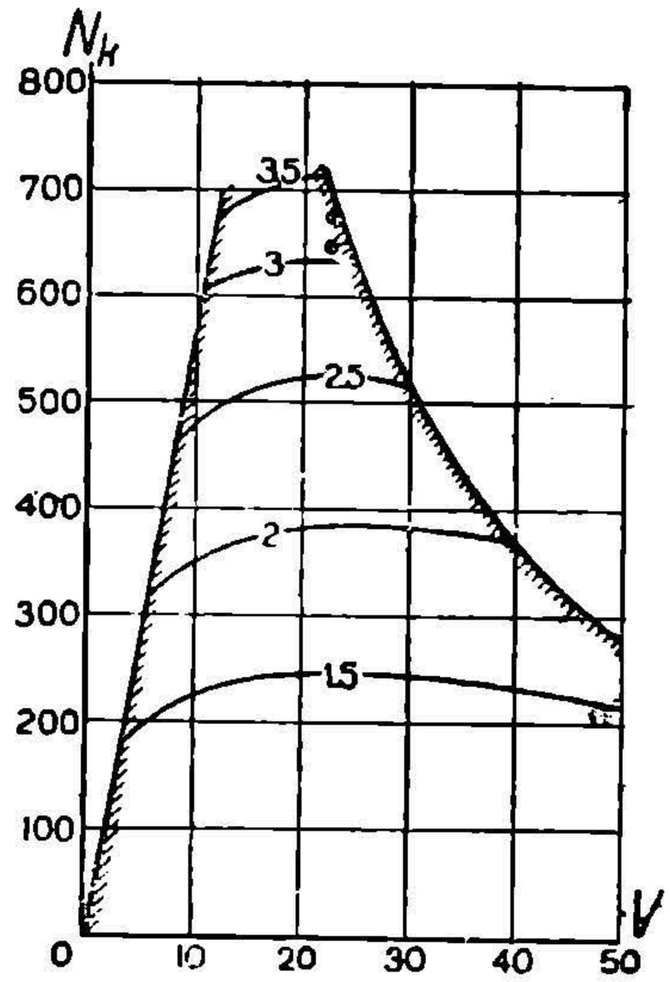
Фиг. 198. $N_k=f(V, \sigma)$; n=330.



Фиг. 199. $N_k=f(V, \sigma)$; n=300.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

постоянным и равным 1/5,75. Что же касается заштрихованных линий с правой стороны, то они являются результатом ограничения мощности по возбуждению. При вполне выведенном контроллере, когда сила тока возбуждения генератора остается постоянной, напряжение в главной цепи генератора начинает с увеличением скорости возрастать, так как число оборотов моторов при этом увеличивается. Повышение напряжения влечет за собой понижение силы тока, а вместе с нею и силы тяги. При этом наблюдается явление как-бы обратного тока, понижающего мощность тепловоза на ободе.



Фиг. 200. $N_k = f(V, \sigma)$; $n = 270$.

Приведенные кривые мощности тепловоза построены на основании кривых сил тяги в зависимости от скорости при различной подаче топлива и различных числах оборотов двигателя. Эти кривые для тех же чисел оборотов двигателя, что и кривые мощности, полученные на основании непосредственных наблюдений и измерений, представлены на фиг. 201—203. Соответственные ограничения по сцепному весу и по силе тока возбуждения отмечены и здесь заштрихованными линиями. Сами кривые силы тяги приближаются к гиперболам, и если бы не ограничение по возбуждению, то передача давала бы возможность использования полной мощности дизеля на любых скоростях тепловоза. Отмеченное же ограничение является недостатком конструкции данной электропередачи, который должен быть отнесен к неудачам первого опыта. Ограничение силы тяги по нагреванию моторов приведено па фиг. 204 для наружных температур от 0 до 50° С при условии нагревания моторов до температуры не выше 90° С.

Для тех же переменных величин, для которых построены кривые силы тяги, па фиг. 205—207 приведены кривые полного к. п. д. тепловоза от топлива до обода движущих колес. Для суждения же о к. п. д. самой электропередачи, а также и о потерях в тепловозе вообще, па фиг. 208 приведен тепловой баланс тепловоза для наиболее ходового числа оборотов двигателя, а именно $n = 300$ об/мин и для средней рабочей скорости $V = 20$ *км/час*.

Динамическое воздействие тепловоза на путь было определено тем же путем, что и для тепловоза Э^{мх}3. Наибольшие и наименьшие значения вертикальных реакций колес приведены на фиг. 209. Наибольшее значение коэфициента динамичности тепловоза получилось равным

$$\frac{Z_{max}}{Z_0} = \frac{12}{8,5} = 1,412,$$

т. е. несколько выше, чем для тепловоза с механической передачей, что объясняется взятым типом подвесного тягового мотора, большая часть веса которого жестко передается на ось тепловоза.

Соотношение между касательной мощностью тепловоза и его сцепным весом при скорости 15 *км/час*, предназначенной для ведения поездов по руководящему подъему,

$$\alpha = \frac{850}{85} = 10 \ л.\ с./т.$$

Мощность $N_k = 850$ взята из диаграммы, помещенной на фиг. 198.

Полученная величина α, хотя и близка к теоретическому ее значению по фиг. 3, однако могла бы быть и выше, если бы двигатель работал на полном числе его оборотов.

Что же касается соотношения между наибольшей мощностью двигателя на валу, равной 1200 *л. с.*, и сцепным весом тепловоза, то оно, равное

НБ УДУНТ (ДІІТ)

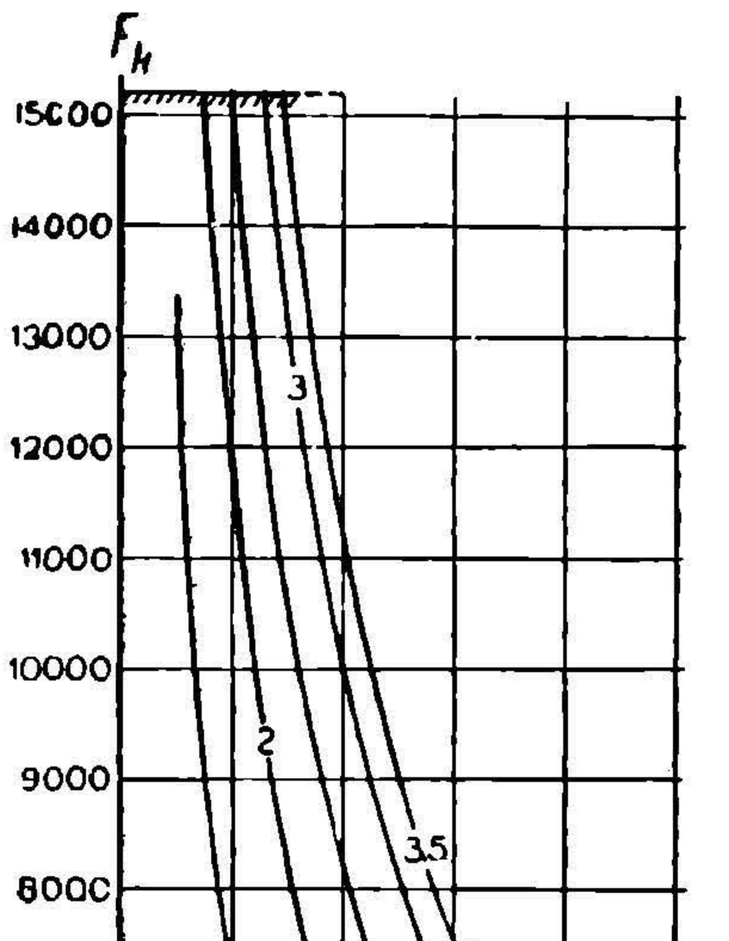
$$\beta = \frac{1200}{85} = 14{,}1 \ л.\ с./т,$$

достаточно точно совпадает с теоретическим его значением по фиг. 4, если иметь в виду $V_{min} = 15$ *км/час*. Это указывает на правильность составленного проекта тепловоза.

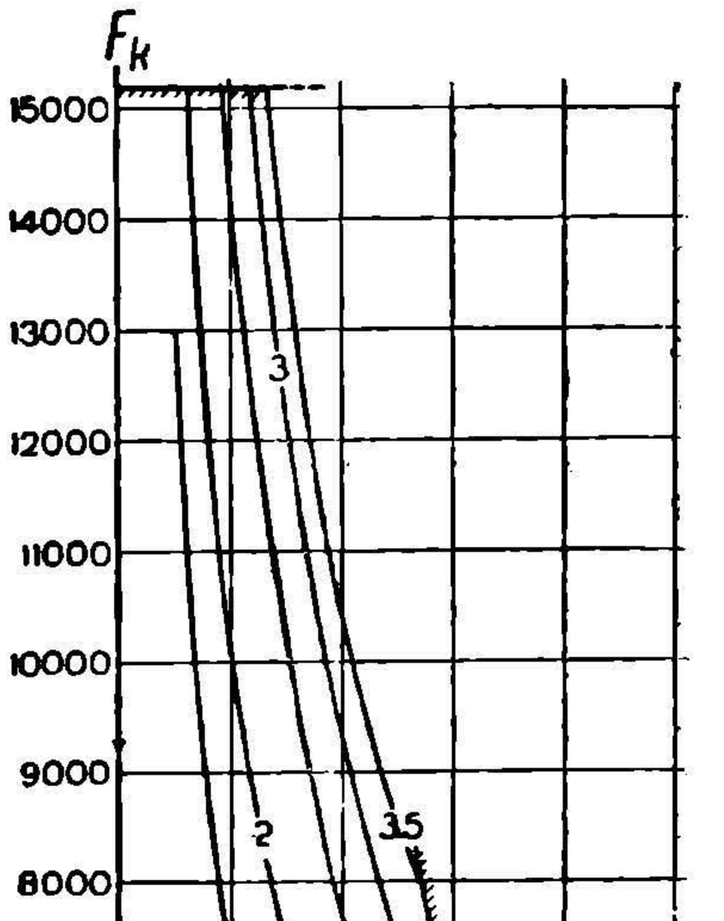
Соотношение между полным весом тепловоза и его сцепным весом равно

$$\frac{122}{85} = 1{,}46$$

и лишь незначительно ниже, чем у тепловоза $Э^{мх}$ 3, хотя осевая формула последнего на одну ось и больше, чем у тепловоза $Э^{эл}$ 2. При этом надо иметь в виду, что тепловоз $Э^{эл}2$ был выпущен с завода с холодильным тендером, вес которого со-



Фиг. 201. $F_k = f(V, \sigma)$; n=330.



Фиг. 202. $F_k = f(V, \sigma)$; n=300.

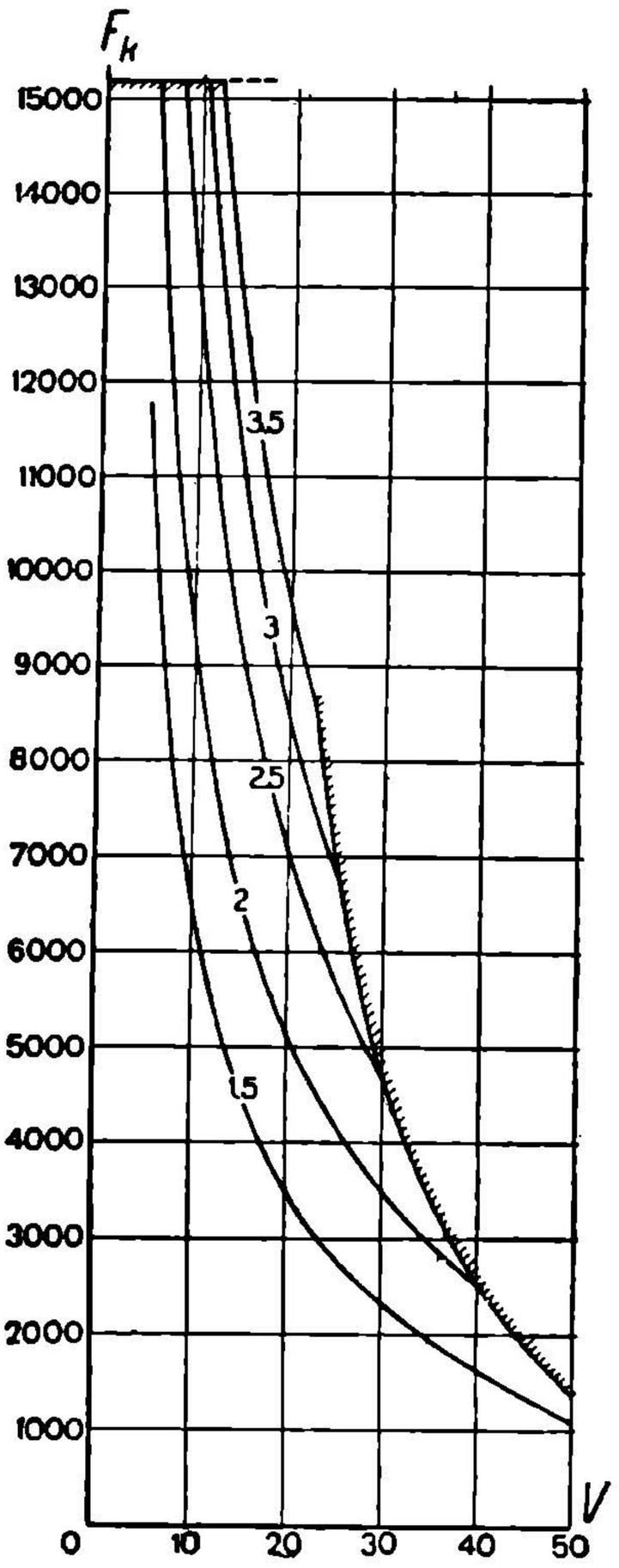
ставлял 42 *т* и от которого он был свободен в работе лишь полгода, в то время как остальные полгода он должен был с ним работать. Если же припять и вес тендера, то отношение полного веса тепловоза с тендером к сцепному весу получается равным

ГБ УДУНТ (ДІІТ)

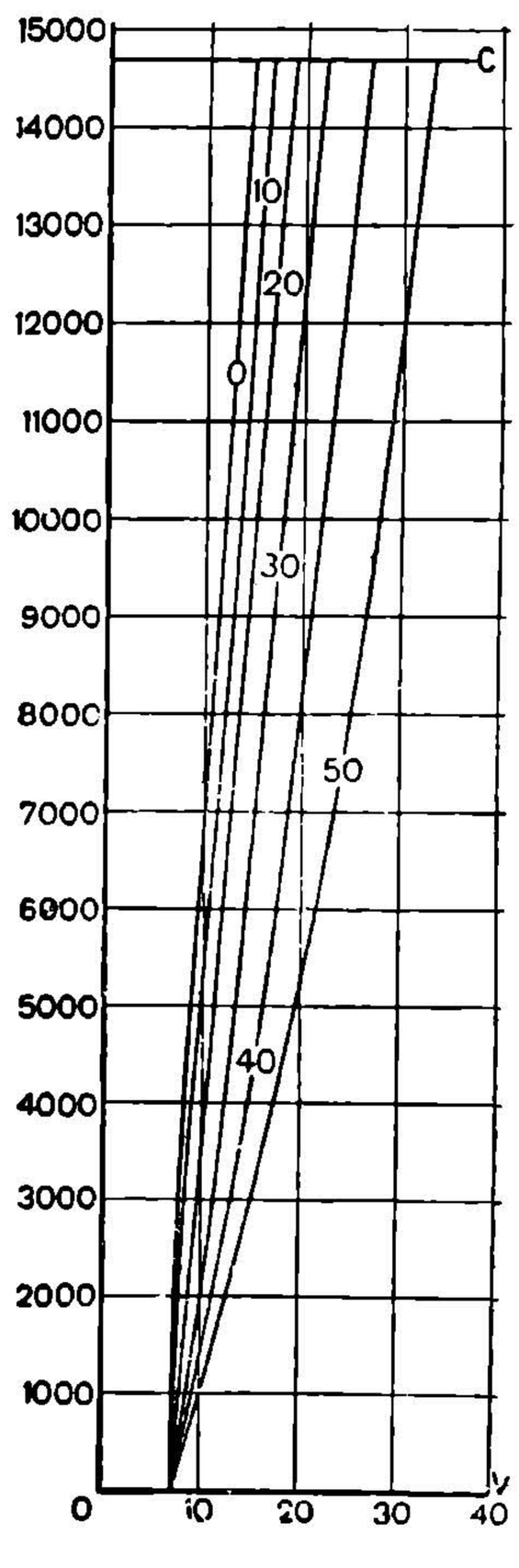
$$\frac{164}{85} = 1{,}93,$$

что делает такую конструкцию в весовом отношении менее выгодной даже, чем паровозная, если для сравнения взять паровоз серии Э.

При поступлении тепловоза в эксплоатационную работу холодильный тендер причинял немало хлопот по его обслуживанию и, кроме того, самая конструкция холодильника оказалась по своим качествам не вполне удовлетворительной. Поэтому в 1928 г., после трех лет эксплоатации тепловоза, холодильное устройство



Фиг. 203. $F_k = f(V, \sigma)$; $n = 270$.



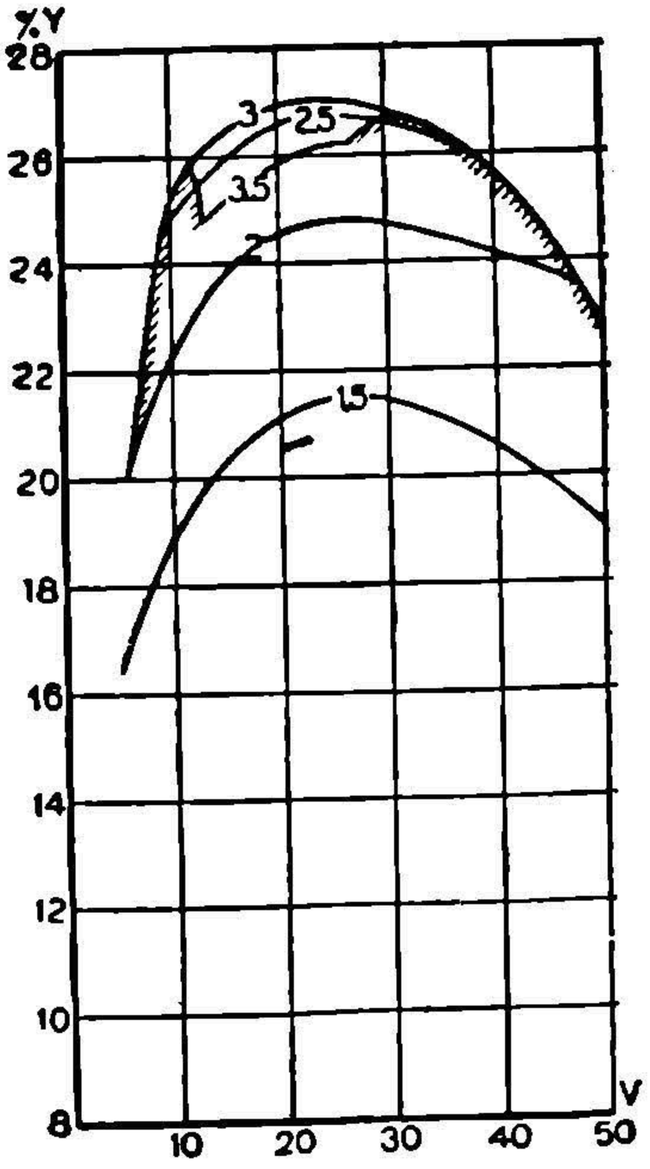
Фиг. 204. $F_k = f(V_1 f_0)$; *Max* $f = 90°$ *C*.

его было вновь коренным образом переделано с освобождением тепловоза от описанного холодильного тендера. Весь холодильник был установлен на переднем конце тепловоза по типу холодильника тепловоза $Э^{мх}3$ (фиг. 210) с увеличением охлаждающей поверхности холодильника и с установкой вентиляторного колеса Бетца.

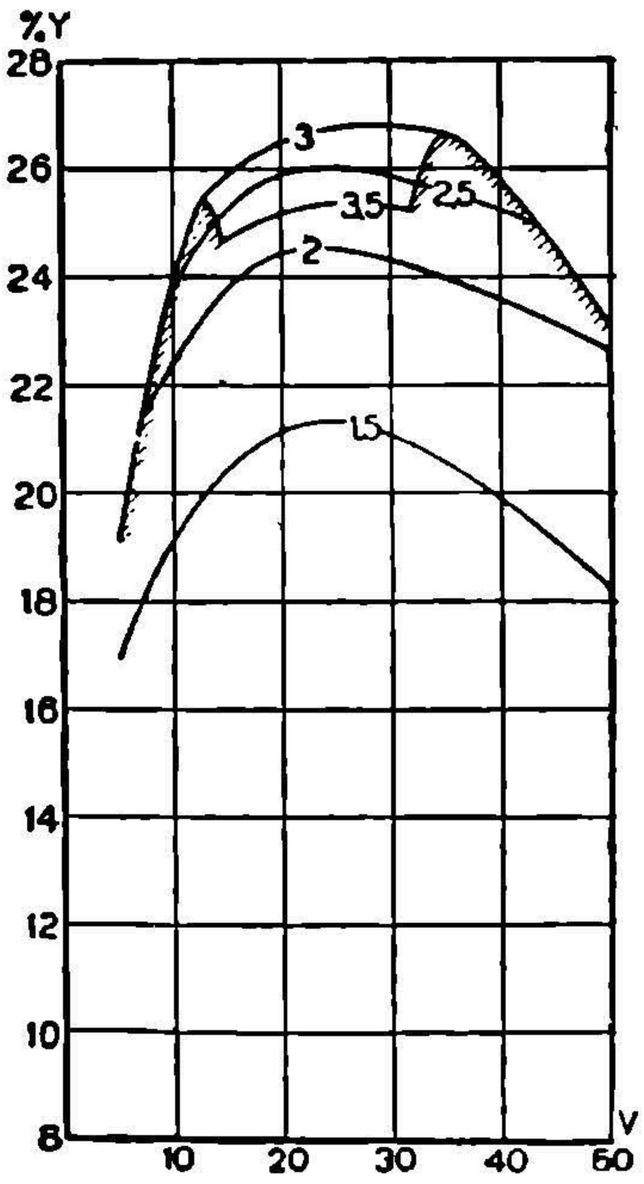
Для этой цели рама тепловоза была нарощена на 300 *мм* и нагрузки на оси тепловоза были повышены.

Горизонтальные трубки холодильника были заменены вертикальными медными эллиптического сечения, к наружной поверхности которых припаяны медные же тонкие пластинки. Весь холодильник разбит на 24 секции, из которых 20 предназначены для охлаждения воды и 4 для охлаждения масла. Изменения, которые произошли в основных размерах тепловоза, приведены в табл. XII, параллельно

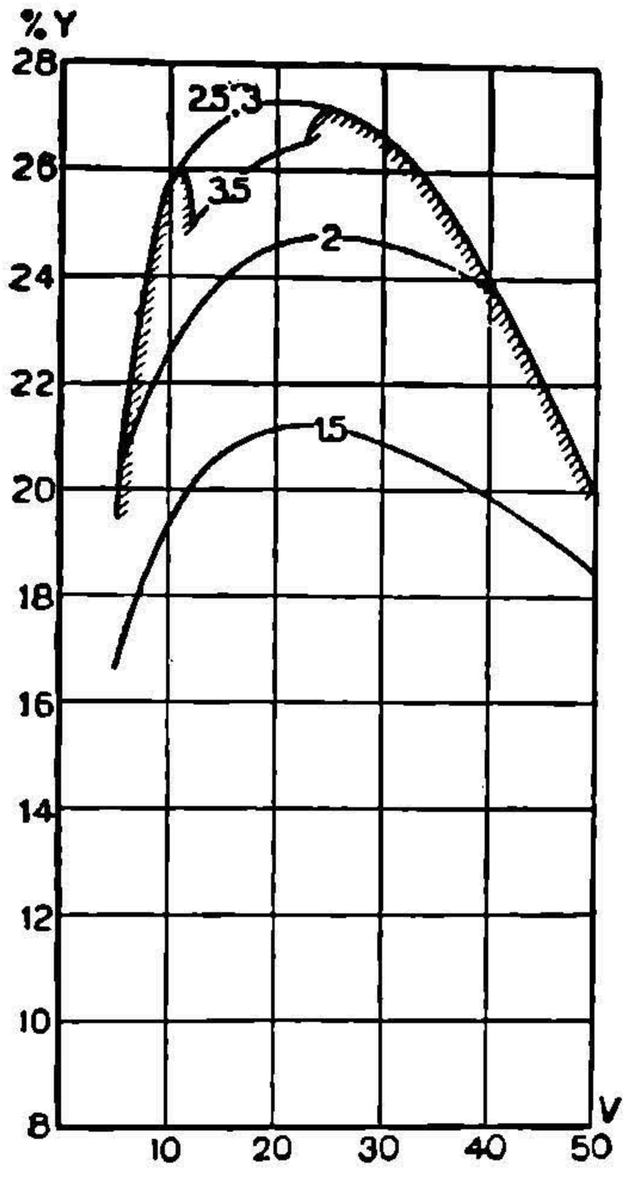
НБ УДУНТ (ДІІТ)



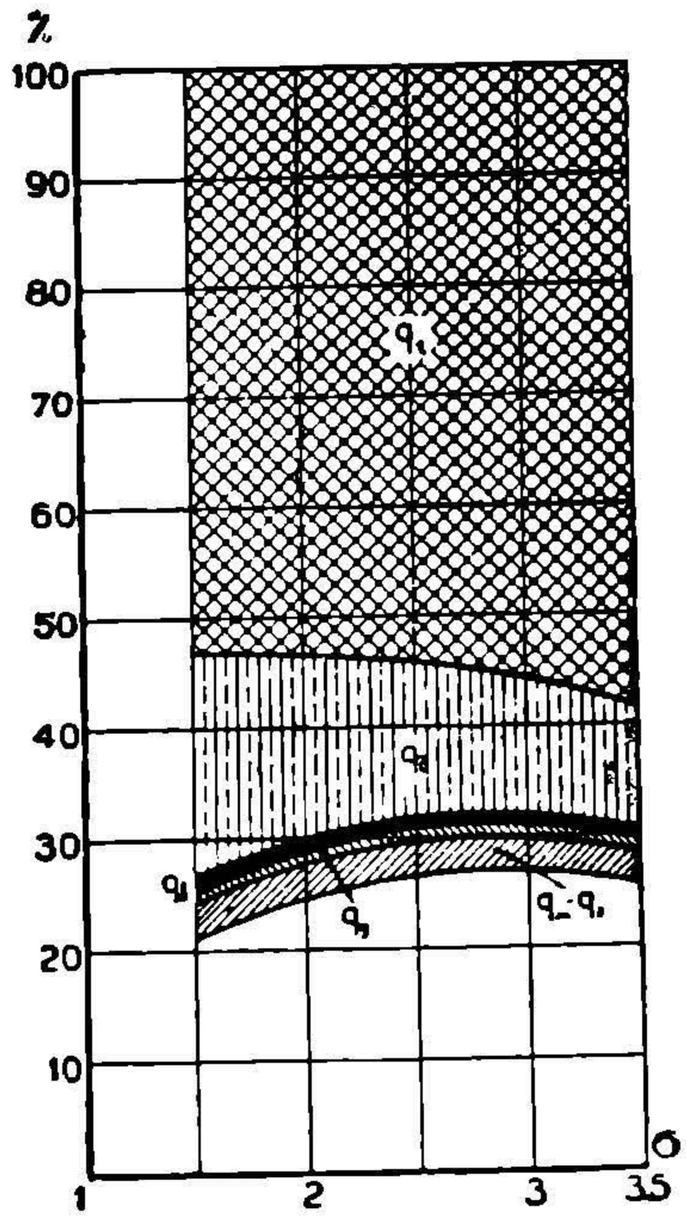
Фиг. 205. $Y=f(V, \sigma)$; $n=330$.



Фиг. 206. $Y=f(V, \sigma)$; $n=300$.



Фиг. 207. $Y=f(n, \sigma)$; $n=270$.

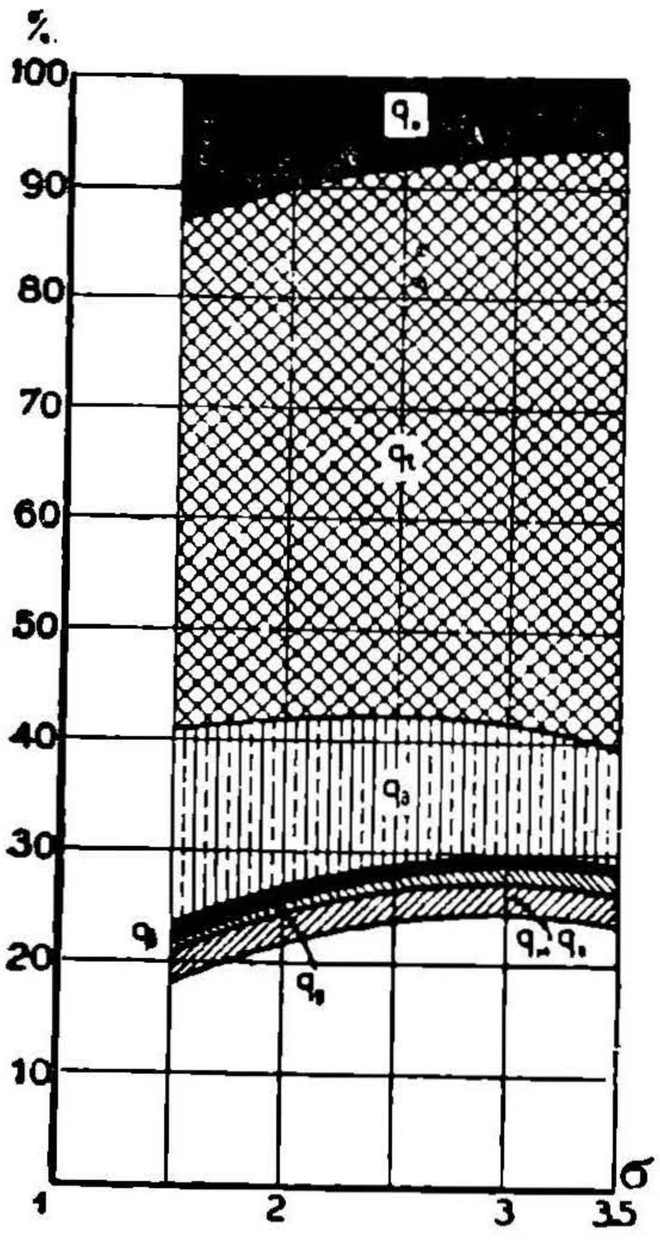


Фиг. 208 *а*.
Баланс тепловоза Э^{эл}2. Обозначения см. фиг. 208*б*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

с первоначальными размерами тепловоза. В таком виде тепловоз и работает в настоящее время, обслуживая товарные поезда.

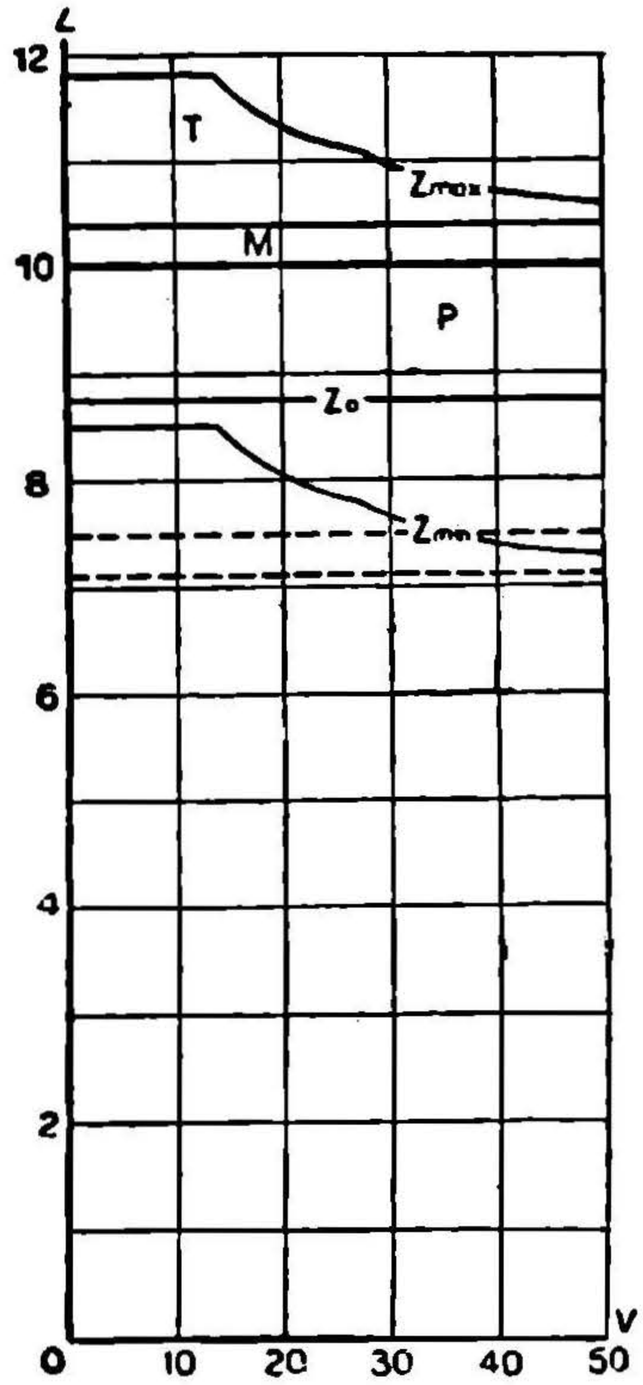
Из частей электрической передачи тепловоза наиболее слабым местом оказались тяговые моторы, которые горели, несмотря на вышеописанные предохранительные меры. Основной причиной повреждения моторов был их перегрев, который являлся следствием, с одной стороны, перегрузки моторов и с другой — засорением вентиляционных каналов. Принятие соответственных мер устранило



Фиг. 208 *б*.

Фиг. 208. Баланс тепловоза $Э^{эл}2$.

а—для зимних условий, *б*—для летних условий при работе с тендером.
q_t — термические потери двигателя, q_d—механические потери двигателя, q_g—потери в генераторе, q_m q_z — потери в моторах и зубчатой передаче, q_b—потери на вентиляторе, q_o — потери на холодильный тендер.



Фиг. 209. Динамическое воздействие тепловоза на путь

Z_{max}—наибольшее значение вертикальной реакции колеса, Z_{min}—наименьшее значение вертикальной реакции колес, Z_o — статистическая нагрузка колеса, T—вертикальное давление на ось от развиваемого мотором вращающего момента, M—динамическое воздействие веса мотора на ось от неровности пути, P—динамическое воздействие надрессорного строения.

и этот недостаток тепловоза, благодаря чему его эксплоатационные качества остаются в настоящее время непревзойденными другими тепловозами, работающими в СССР.

Тепловоз $Э^{эл}2$ типа $2 — 5_0 — 1$. После постройки тепловозов $Щ^{эл}1$ и $Э^{эл}2$ был приобретен опыт и были изучены в работе отдельные части тепловозов с электропередачей. Второй из тепловозов оказался при этом локомотивом эксплоатационно-надежным. Поэтому, в целях развития опыта по введению тепловозной тяги, решено было — как на первом этапе тепловозостроения — остановиться на тепловозе с электропередачей, подобном тепловозу $Э^{эл}2$, с внесением, однако, в новый проект необходимых изменений, исправляющих недостатки первых тепловозов.

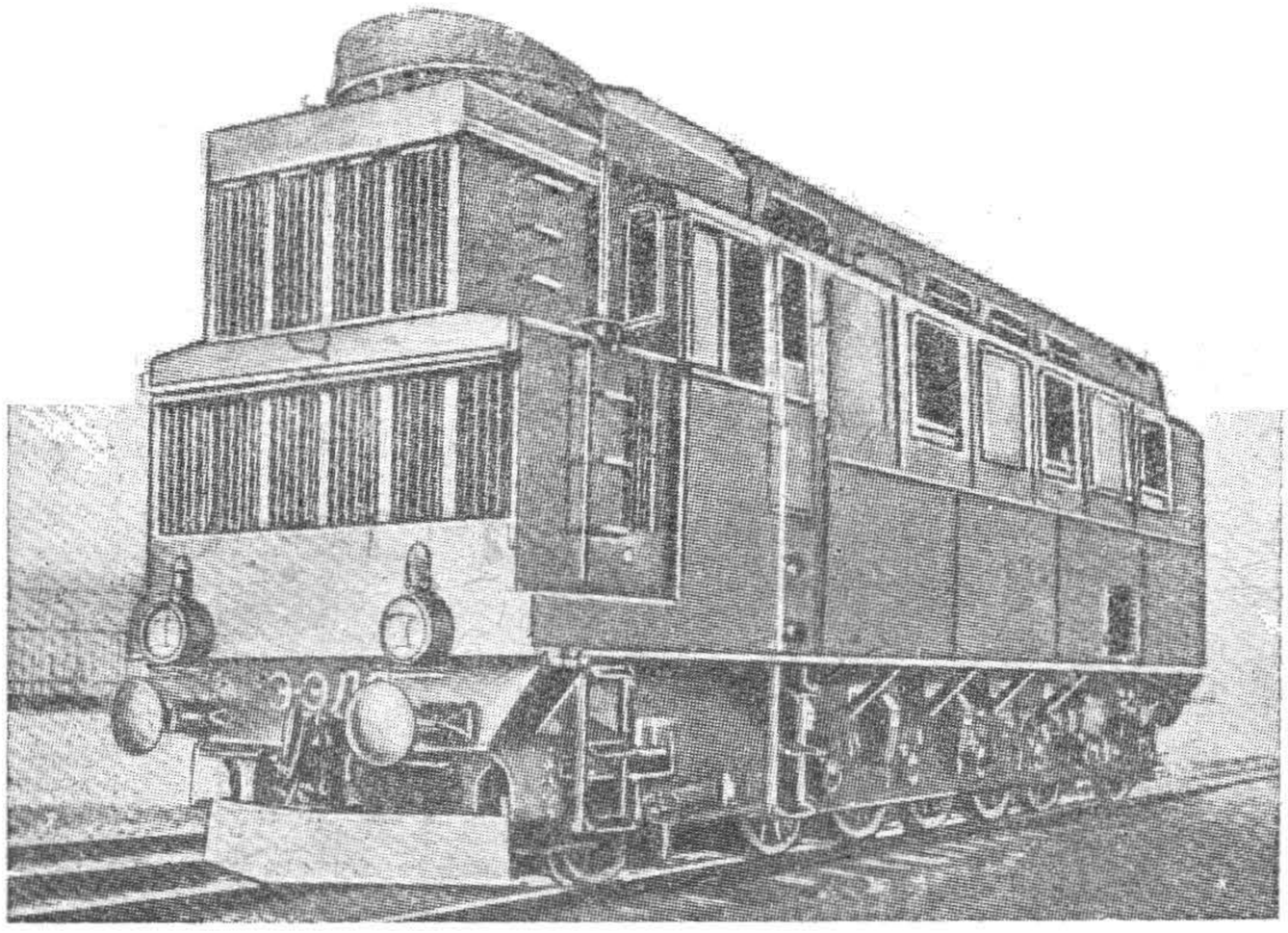
Проект нового тепловоза, эскизно разработанный в Тепловозном бюро НКПС, был передан для осуществления заводу Гогенцоллерн в Германии в 1927 году. Тепловоз был закончен постройкой с испытанием его на временной катковой стан-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ции на заводе Крупп в Эссене, который принял от завода Гогенцоллерн окончание его заказов вследствие ликвидации последнего как локомотивостроительного завода.

Изменения, положенные в основу нового проекта, и соображения, по которым эти изменения были сделаны, заключаются в следующем.

1. В качестве первичного двигателя взят бескомпрессорный дизель завода МАН-типа *L*oc 6V 45/42 для того, чтобы иметь более простую конструкцию двигателя, требующую менее сложного ухода, чем дизель компрессорный, расходующую меньшее количество топлива, чем последний, и стоющую поэтому как в постройке, так и в эксплоатации дешевле, чем двигатель компрессорный.



Фиг. 210. Тепловоз Э^{эл}2 после переделки холодильника.

2. Между двигателем и генератором поставлена такая гибкая муфта, которая способна поглощать резонансные колебания главного двигателя и может давать, таким образом, возможность работать двигателю на полном диапазоне числа его оборотов.

3. У генератора и моторов применено ослабление силового поля в целях устранения ограничения тяговой характеристики по силе тока возбуждения.

4. Тяговые моторы снабжены принудительной вентиляцией во избежание их перегрева.

5. Тепловозу добавлен электрический тормоз, который должен заменить ему контрпар на паровозе.

Общий вид тепловоза помещен на фиг. 211 и основные данные его приведены в табл. XII. Основы конструкции тепловоза ясны из его продольного разреза на фиг. 212, снабженной пояснительными подписями. Остановимся на отмеченных особенностях тепловоза, сравнив его при этом с уже описанными тепловозами.

Дизель тепловоза того же точно типа, что и установленный на тепловозе типа 2—3—2 с пневматической передачей германских ж. д. Общий вид его приведен на фиг. 213. Его установка на тепловозе произведена вдоль рамы. Как мы уже видели, его конструкция в целом мало отличается от конструкции компрессорных дизелей, установленных на тепловозах Э^{эл} 2 и Э^{мх} 3. Поэтому, не повторяя описания двигателя, сделанного на стр. 124, отметим лишь следующие его особенности.

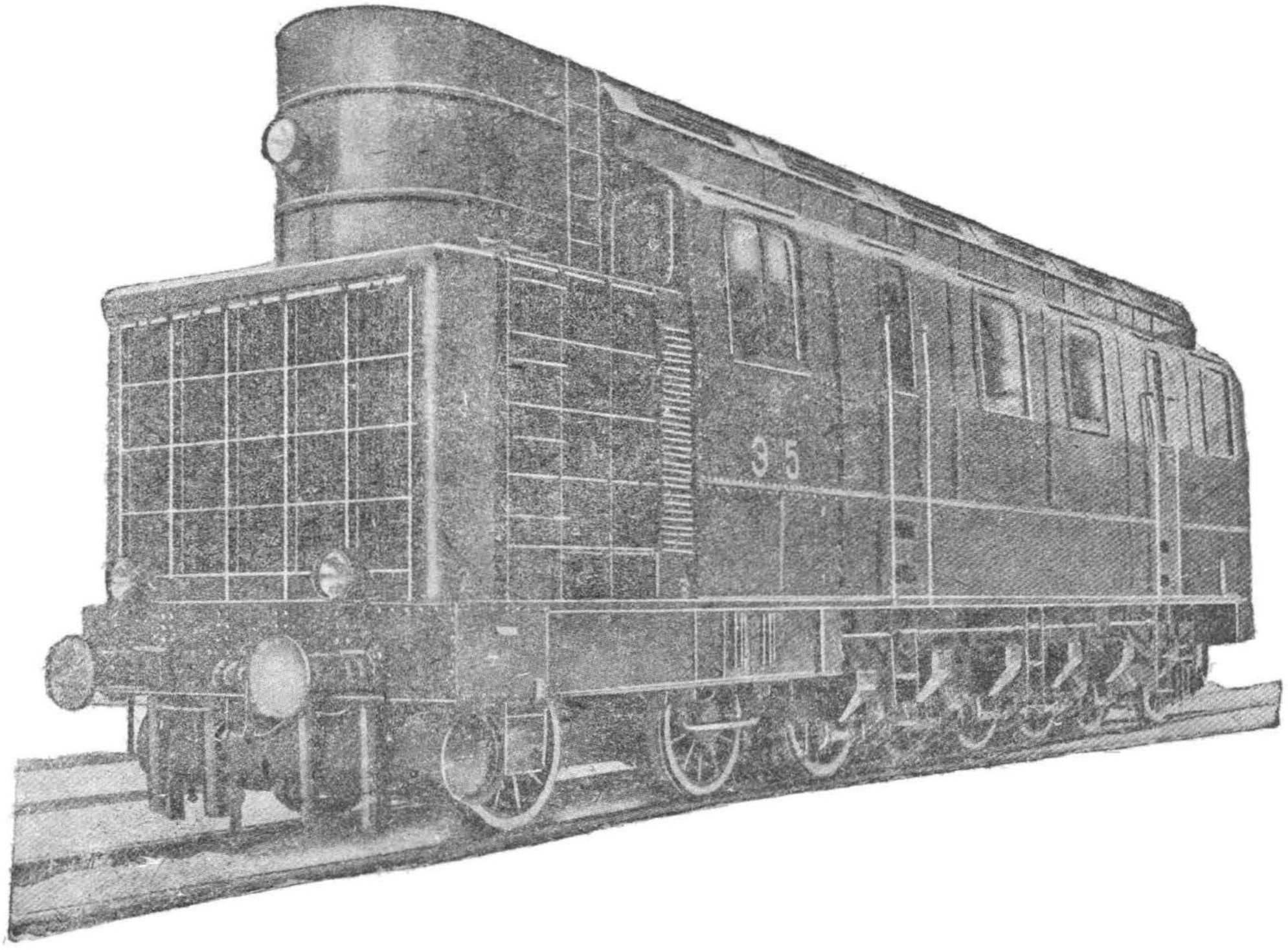
Пуск двигателя в ход производится воздухом помощью особого электропневматического клапана, который управляется посредством пусковой кнопки. Это приспособление не устраняет однако возможности пуска двигателя в ход помощью пускового рычага.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Охлаждение двигателя. Для охлаждения рубашек и крышек цилиндров водяной насос соединен с электромотором, делающим работу насоса независимой от работы двигателя и позволяющим производить охлаждение остановленного двигателя. Точно так же и масляное охлаждение поршней производится масляным электронасосом, не связанным с валом двигателя.

Охлаждение воды и масла производится в секциях холодильника, расположенного спереди тепловоза, при помощи воздуха, проталкиваемого между трубок холодильника посредством вентиляторного колеса Бетца на вертикальном валу.

Испытание двигателя. Хотя двигатель и был перед установкой на раму тепловоза подвергнут испытанию, однако данные испытания не были в дальнейшем приведены в тот вид, как это сделано для двигателей тепловоза Э^{эл}2, Э^{мх}3, почему и сравнение этих двигателей между собой затруднительно. Наименьший расход топлива, который дал двигатель в *г* на *л. с. час* получился для соларового масла в 169 *г/л. с.-час* при мощности 740 *л. с.*, развиваемой при 318 об/мин. Расход того же топлива при мощности в 1170 *л. с.*, развиваемой двигателем при 450 об/мин, получился равным 196 *г/л. с. час*, свидетельствуя, таким образом, о высокой экономичности дизеля.

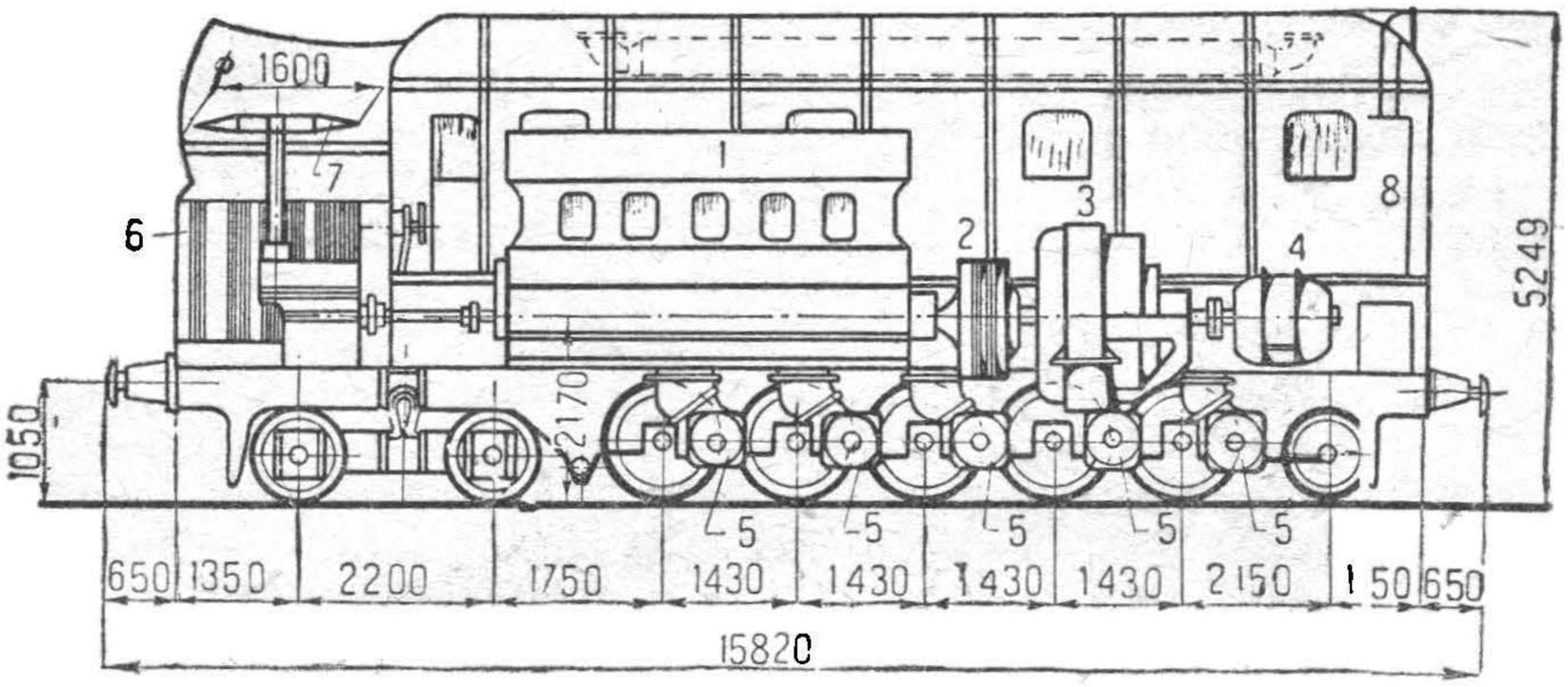


Фиг. 211. Тепловоз Э^{эк}5 типа 2—5$_0$—1 с электропередачей.

Муфта между двигателем и генератором изготовлена заводом Круппа. Способность ее поглощать резонансные колебания двигателя вытекает из следующего ее устройства, приведенного на фиг. 214 и 215. С валом двигателя муфта соединена болтами при помощи шайбы *1*, а с валом генератора — посредством фланца *2*. Шайба *1* несет на себе кольцо *3*, укрепленное на ней точеными болтами *4*. К фланцу же *2* приболчены двенадцать кулаков *5*. Соответственно промежуткам между кулаками в кольце *3* сделаны пазы, куда и закладываются скрепляющие обе части муфты пакеты пружин *6*, состоящие из 29 пластин. Концы пакета имеют фасонную форму ласточкина хвоста. Таким образом пакеты зажи-

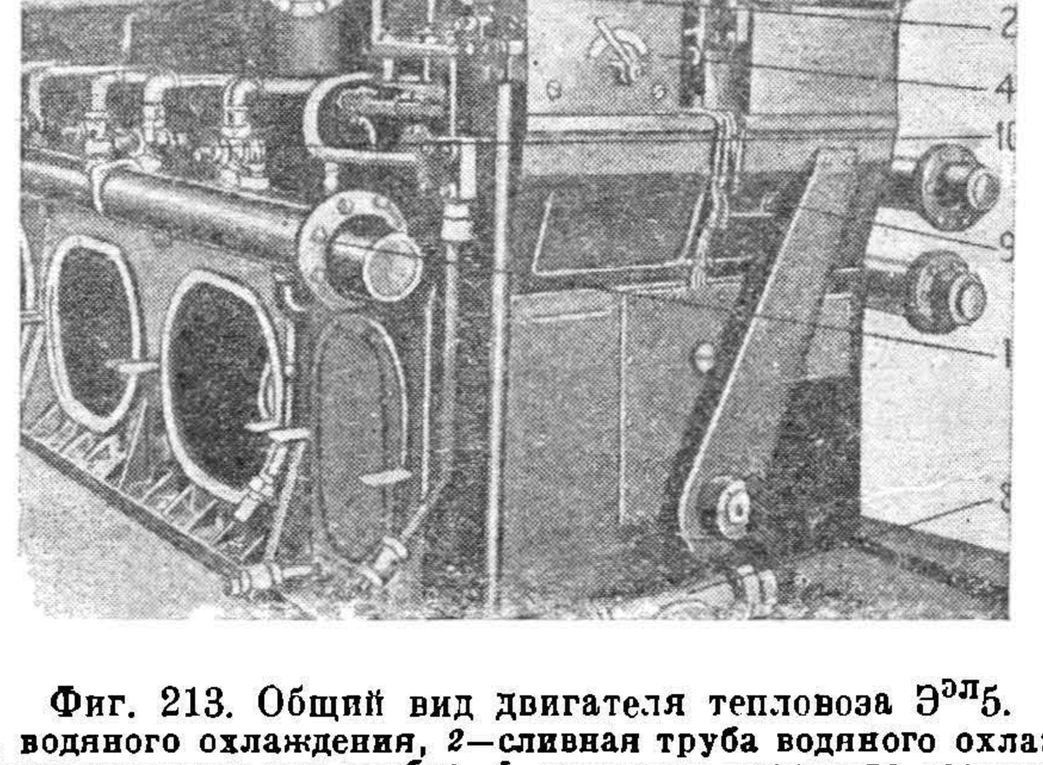
НБ УДУНТ (ДІІТ)

маются с одного конца в пазах кольца *3* и с другой — в промежутках между кулаками *5*. Уплотнение пакетов в муфте достигается путем применения в каждом пакете одной латунной прокладки необходимой толщины. Кроме того, пакеты пружин укреплены по концам, а именно: в пазах кольца — при помощи особого коль-



Фиг. 212. Тепловоз $Э^{эл}5$ в продольном разрезе.
1—двигатель, *2*—муфта, *3*—генератор, *4*—возбудитель, *5*—тяговые моторы, *6*—холодильник, *7*—вентиляторное колесо, *8*—котел отопления.

ца *7* с выточкой, в которую входит половина ласточкина хвоста пакета; другая же, половина его зажимается при этом клиньями *8* с пропущенными через них. че-



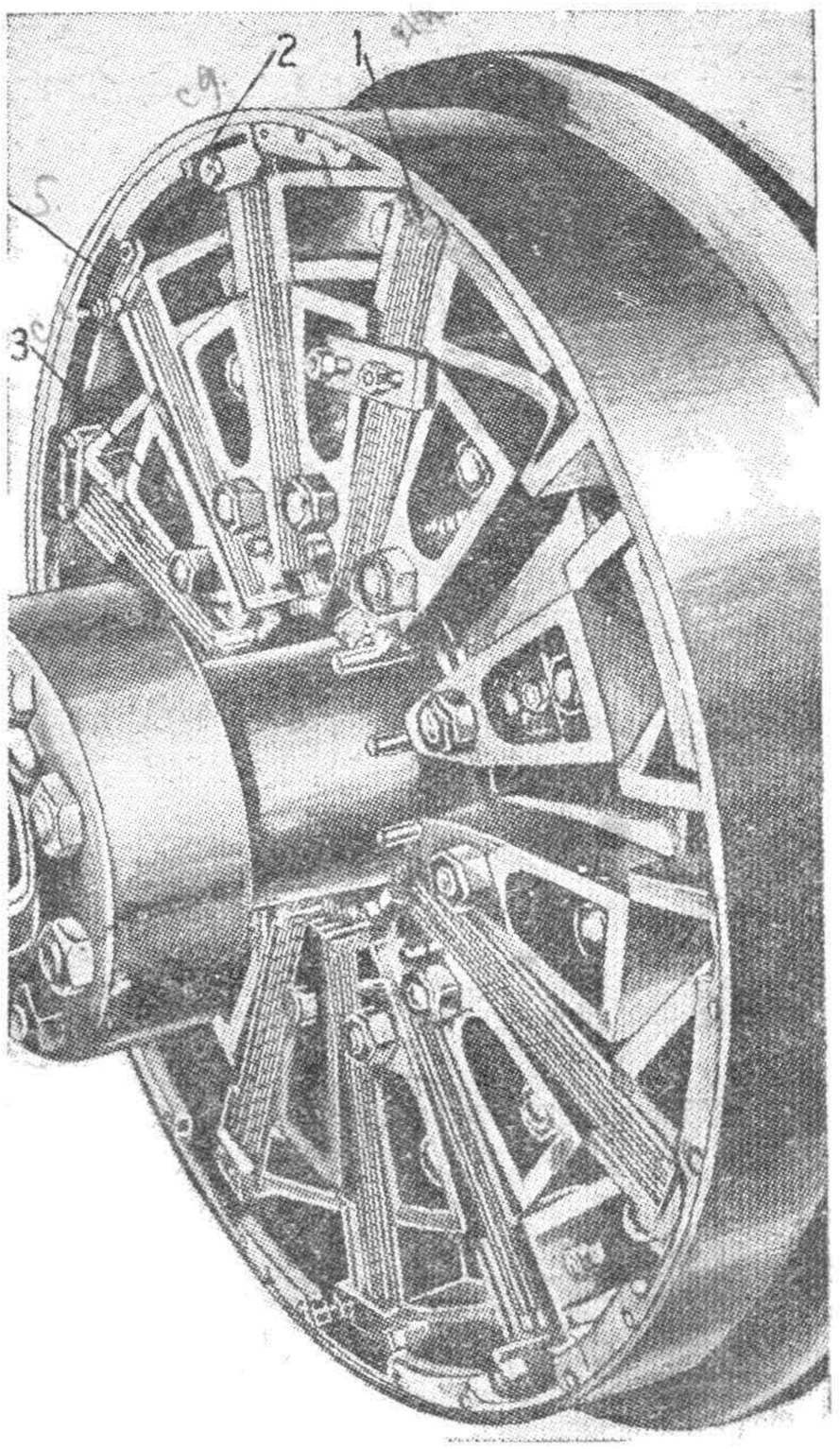
Фиг. 213. Общий вид двигателя тепловоза $Э^{эл}5$.
1—нагнетательная труба водяного охлаждения, *2*—сливная труба водяного охлаждения, *3*—воздушный компрессор, *4*—воздухораспределительная пробка, *5*—редуктор пускового воздуха, *6*—маховичок наполнения, *7*—маховичок опережения, *8*—масляный насос смазки машины, *9*—добавочный нефтяной насос. *10*—вводная трубка охлаждения цилиндров, *11*—перемычка для ввода воды в крышку

рез кольцо *7* и через кольцо *3*, болтами *9*; между кулаками *5* концы пакетов укрепляются при помощи клиновидного кольца *10*, которое само прикрепляется к фланцу *2* помощью шпилек *11*. Для точной установки кольца *10* служат штифты *15*. Все укрепление гибких пакетов закрывается крышкой *12*, которая состоит из двух половин.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Крышка имеет люки *13* для осмотра отдельных пакетов. Для предохранения соединений в муфте от преждевременного износа пластин внутрь муфты наливают моторное или цилиндровое масло. Для предотвращения же утечки масла, крышки у муфты ставятся на прокладках, а на валу фланца устраивается сальник 14 с соответственной набивкой.

Из сделанного описания конструкции муфты понятна и ее работа. Вращающий момент дизеля передается через шайбу *1* и кольцо *3* пружинным пакетом *6*, которые, в свою очередь, несколько изгибаясь от нагрузки, передают вращающий момент валу генератора через фланец *2*. Во избежание излома пластин укладка их в пакете произведена таким образом, что они имеют ласточкины хвосты лишь с одного из своих концов. Другой же их конец свободно лежит между двумя соседними пластинами, не доходя до ласточкина хвоста последних (фиг 216). Таким образом при изгибе пакетов между пластинами их образуется трение, которое и гасит колебания пружинных пакетов. Сила трения пластин при этом становится настолько значительной, что ее приходится искусственно понижать, шлифуя и смазывая поверхности пластин. Этим и объясняется заливка муфты маслом, о чем было упомянуто выше и, несмотря, однако, на эту меру, излом пластин в пакетах все же имел место и это свидетельствует о необходимости улучшения конструкции муфты.



Фиг. 214. Муфта между двигателем и генератором тепловоза.
1—пакет пластин; *2* — соединение с дизелем; *3*—соединение с генератором.

Электропередача так же, как и у тепловоза Э^{эл}2, осуществлена при помощи генератора постоянного тока и пяти параллельно включенных в главную цепь генератора тяговых моторов подвесного типа.

Генератор представляет собой двенадцатиполюсную динамомашину завода Броун-Бовери, с дополнительными полюсами, с независимым возбуждением и с естественной вентиляцией. Отличие генератора тепловоза Э^{эл}5 от генератора тепловоза Э^{эл}2 заключается лишь в том, что он снабжен независимой обмоткой, устраняющей ограничение мощности тепловоза по возбуждению. Самое возбуждение осуществлено в данном случае при помощи одной динамо-возбудительницы, имеющей независимое возбуждение от аккумуляторной батареи.

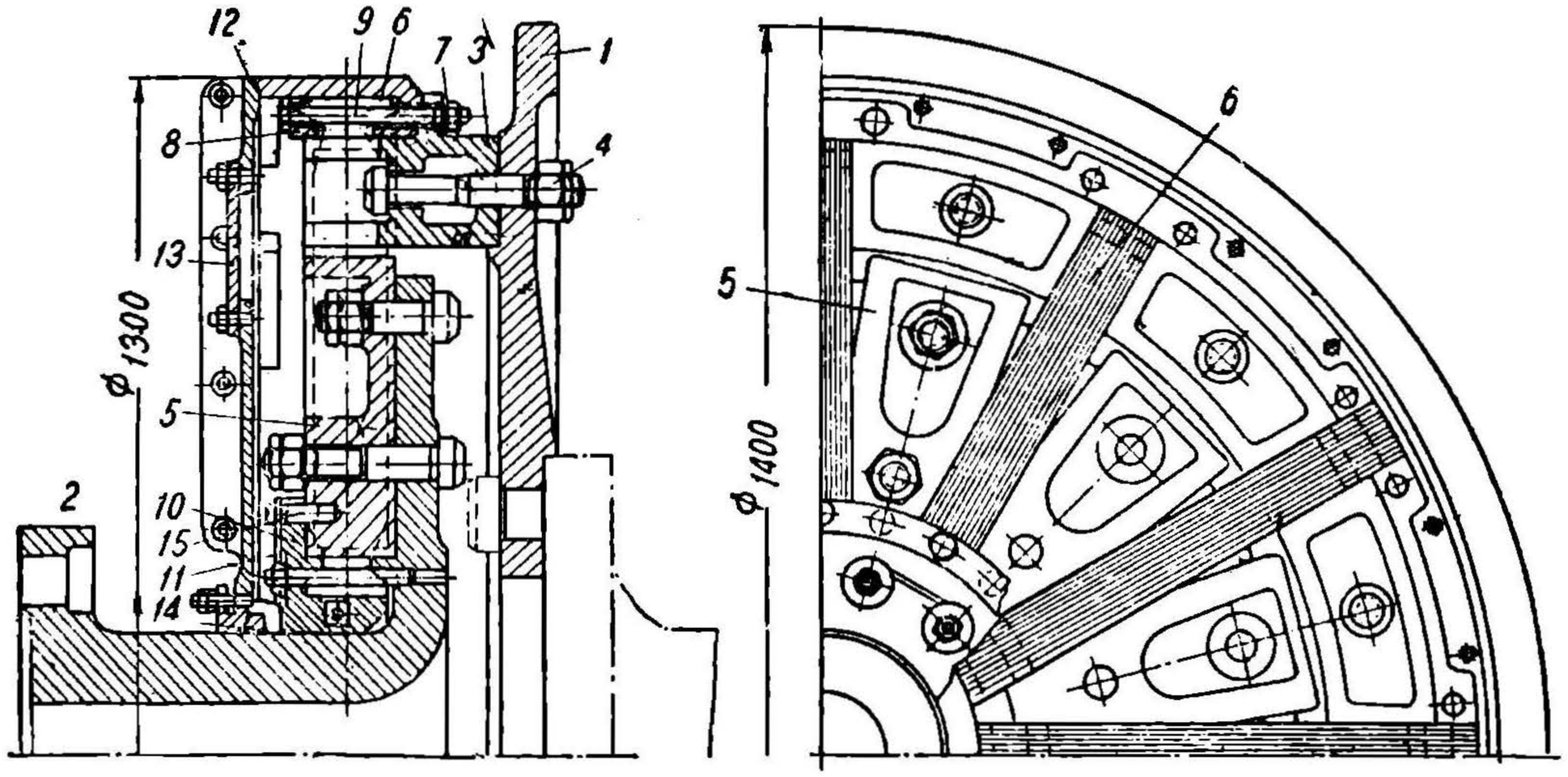
Схема управления электропередачей осуществлена по принципу Вард Леонарда, т. е. при помощи контроллера с сопротивлением, введенным в цепь возбудительницы.

Тяговые моторы представляют собой четырехполюсные моторы, имеющие в отличие от моторов тепловоза Э^{эл}2 независимую обмотку и принудительную независимую вентиляцию. Последняя осуществляется при помощи двух центробежных вентиляторов, из которых один, засасывая воздух снаружи через фильтры, нагнетает его по каналу и через соединительные патрубки в моторы, в то время как другой вентилятор отсасывает этот воздух также через патрубки и общий канал и выталкивает его наружу. Центробежные насосы приводятся в движение самостоятельными моторами, питаемыми от аккуму-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

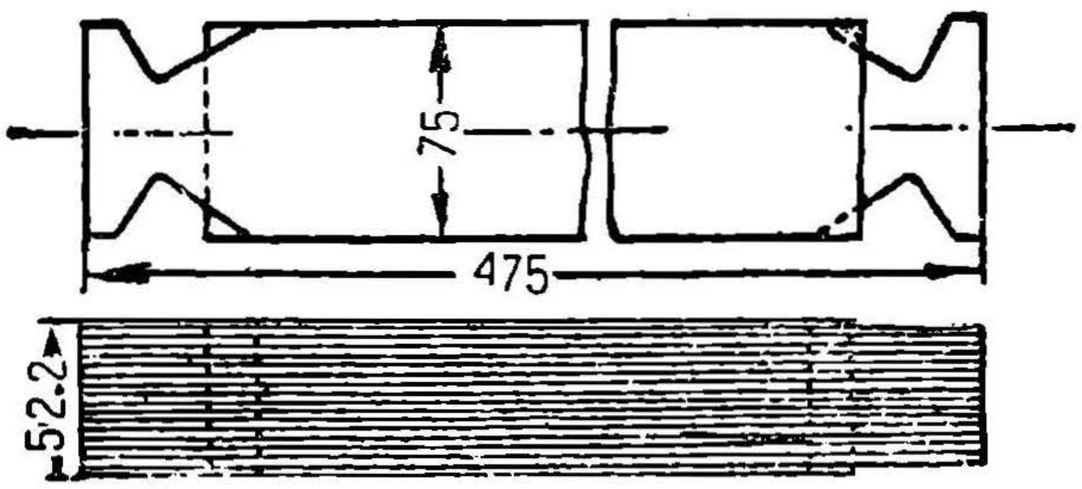
ляторной батареи. Такая система охлаждения моторов применена с той целью, чтобы моторы были все в одинаковых условиях охлаждения обтекающим их воздухом одного и того же давления.

Электроторможение тепловоза осуществляется тем, что его тяговые моторы выключаются из соединения с генератором и переключаются одновременно на соединение со специальными тормозными реостатами, предназначенными для поглощения электроэнергии. Последняя получается после



Фиг. 215. Муфта в разрезе.
1—шайба соединения с двигателем, *2*—фланец соединения с генератором, *3*—кольцо, *4*—точеные болты, *5*—кулаки, *6*—пакет пластин, *7*—кольцо с выточкой, *8*—клинья, *9*—болты, *10*—клиновидное кольцо, *11*—шпильки, *12*—крышка, *13*—люки в крышке, *14*—сальник.

того как моторы начинают работать как генераторы, благодаря возбуждению моторов, якоря которых вращаются под влиянием инерции поезда. Сила торможения изменяется при этом от величины силы тока возбуждения, которая в свою



Фиг. 216. Пакет пластин муфты.

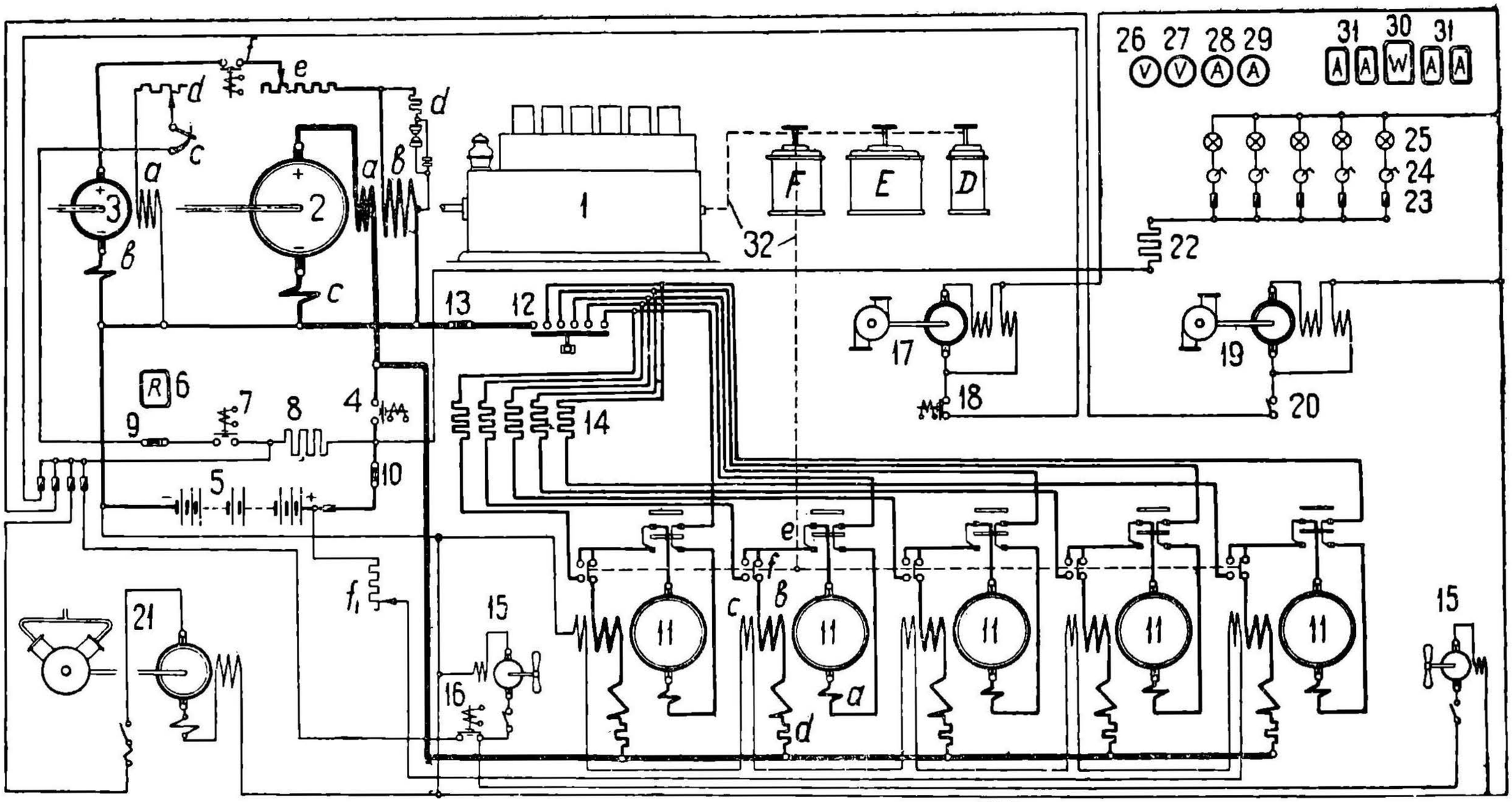
очередь регулируется специальным тормозным контроллером, выводящим сопротивления из цепи возбуждения моторов. Это возбуждение моторы получают от аккумуляторной батареи.

Электрическая схема тепловоза, судя уже по предыдущему описанию, является более сложной, чем у тепловоза Э^{эл}2.

Освобождение тепловоза от ограничения по возбуждению привело к введению у генераторов и моторов независимой обмотки и потребовало установки особого контроллера возбуждения и защиты генератора от обратного тока на тот случай, когда при больших скоростях напряжение тяговых моторов может оказаться выше напряжения генератора.

Введение электроторможения потребовало установки громоздких реостатов,

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 217. Схема электропередачи тепловоза Э^{эл}5.

1—дизель, *2*—генератор: *a*—противокомпаундная пусковая обмотка, *b*—полюса, *c*—дополнительные полюса, *d*—защита от перенапряжения, *e*—сопротивление ездового контроллера, *f*—реле возбуждения; *3*—возбудитель, *a* полюса, *в*—дополнительные полюса, *c*—регулятор возбуждения, *d*—сопротивление контролера возбуждения; *4*—пусковое реле; *5*—аккумуляторная батарея; *6*—зарядное реле батареи; *7*—защитное реле батареи; *8*—зарядное сопротивление батареи; *9*—шунт зарядного реле; *10*—шунт; *11*—моторы: *a*—дополнительные полюса, *b*—полюса, *c*—обмотки независимого возбуждения, *d*—термореле, *e*—реверс, *f*—контакты тормозного контроллера, *h*—сопротивление тормозного контроллера; *12*—разъединитель тяговых маторов; *13*—шунт ваттметра; *14*—тормозные сопротивления; *15*—вентиляция тяговых моторов; *16*—реле, включающее под, *15*; *17*—водяной насос; *18*—реле, включающее нос, *17*; *19*—нефтяной насос; *20*—рубильник нефтяного насоса; *21*—компрессорный агрегат; *22*—компенсационное сопротивление цепи освещения; *23*—предохранители освещения; *24*—выключатель освещения; *25*—лампы; *26*—вольтметр батареи и возбудителя, *27*—вольтметр генератора; *28*—амперметр батареи; *29*—амперметр цепи торможения моторов; *30*—ваттметр генератора; *31*—амперметры тяговых моторов; *32*—механическая передача управления, *E*—ездовой контроллер, *D*—контроллер возбуждения, *F*—тормозной контроллер.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

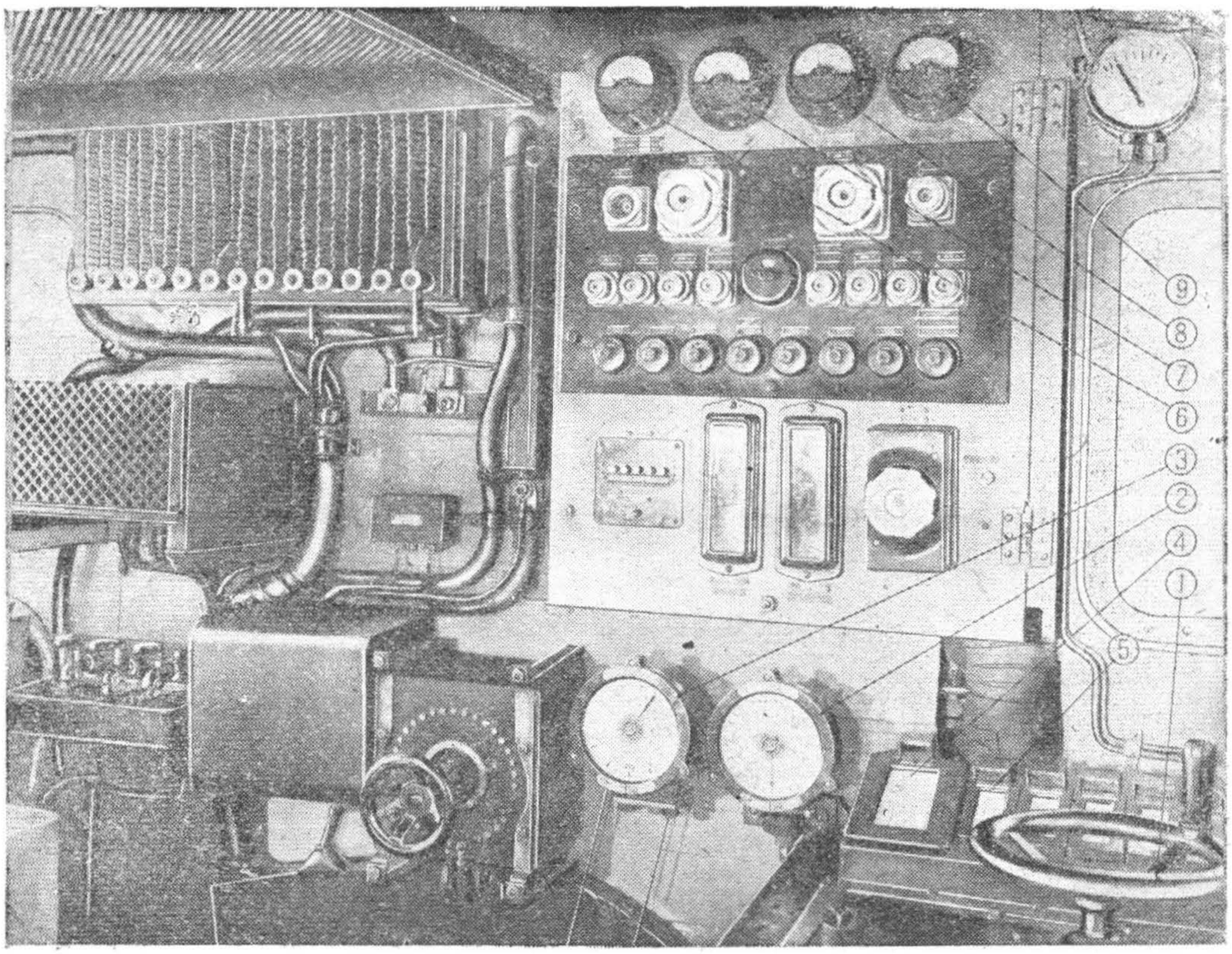
тормозного контроллера, тормозного переключателя и других более мелких деталей, сделавших тепловоз в целом более тяжелым.

Электрическая схема тепловоза приведена на фиг. 217.

Она распадается на следующие отдельные цепи:

1. Цепь главного тока, которая обслуживает ездовую работу тяговых моторов и работу их на торможение.

2. Цепь защиты генератора от обратного тока.



Фиг. 218. Измерительные приборы на посту управления.
1—маховик контроллера, *2*—скоростемер, *3*—тахометр дизеля, *4*—ваттметр, *5*—запись температуры, *6—9* амперметры и вольтметры.

3. Цепь тока управления, выполненная таким образом, что она блокирует главные приборы управления тепловоза, а именно: контроллер, контроллер торможения, переключатель торможения, реверс тепловоза, разъединитель тяговых моторов и реле защиты генератора от обратного тока.

4. Цепь питания вспомогательного оборудования тепловоза от аккумуляторной батареи.

5. Цепь освещения и

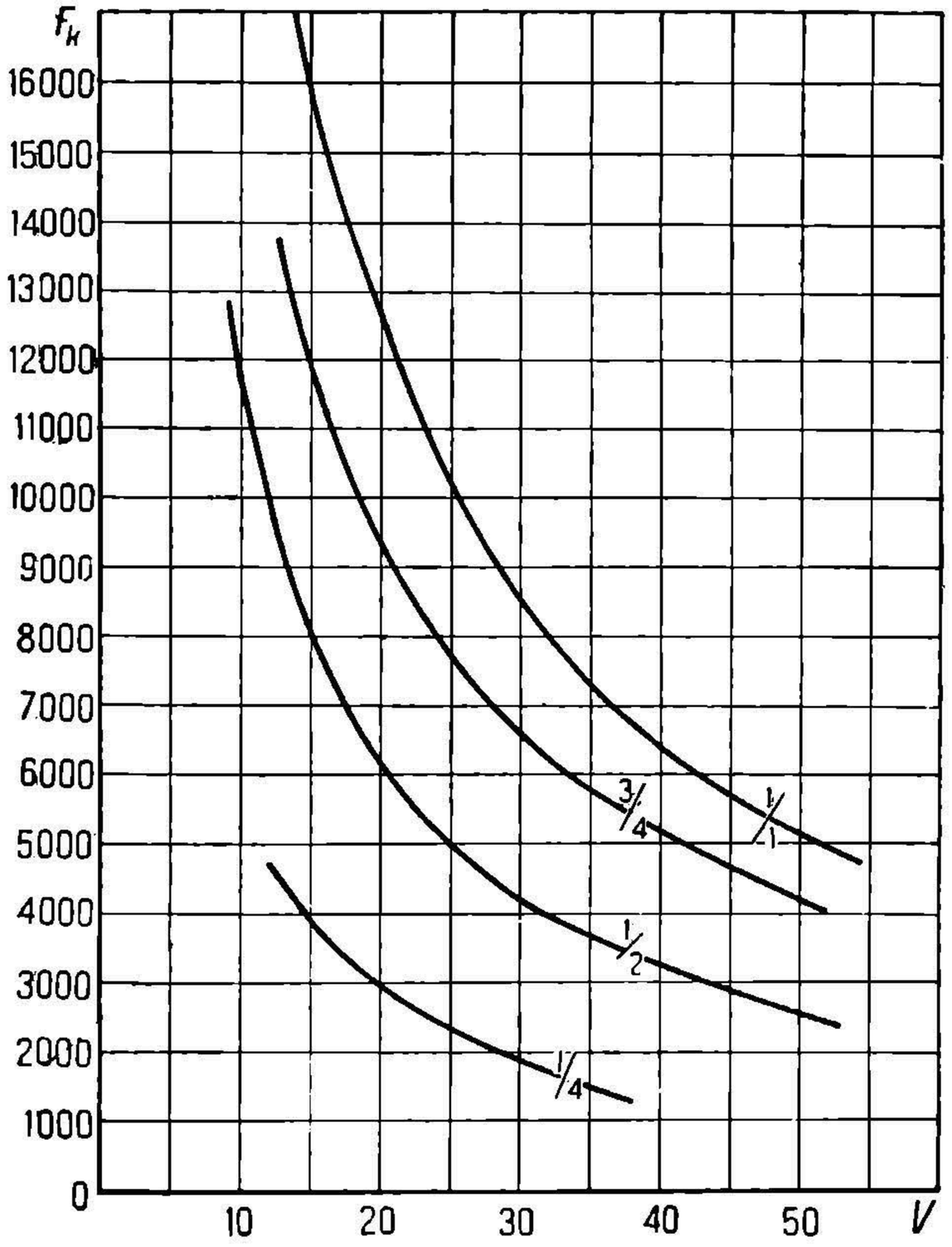
6. Цепь зарядки батареи.

Управление тепловозом производится с одного поста управления, общий вид которого представлен на фиг. 218.

При помощи ездового контроллера *1* производится выключение отдельных ступеней сопротивления, включенного в цепь питания возбуждения генератора и тяговых моторов. При этом вначале, при трогании тепловоза с места, тяговые моторы получают максимальное возбуждение через независимую обмотку, в то время как генератор получает минимальное возбуждение. После развития тепловозом скорости независимая обмотка моторов выключается, и дальнейшая регулировка скорости движения тепловоза происходит только при помощи изменения возбуждения генератора.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Испытание тепловоза на временной катковой станции, установленной на заводе Круппа в Эссене, полностью подтвердило ожидавшиеся как тяговую характеристику тепловоза, так и его к. п. д. Основное отличие тяговой характеристики тепловоза Э^{эл}5 от характеристики тепловоза Э^{эл}2 заключается в том, что первая свободна от ограничения ее по возбуждению и благодаря этому мощность двигателя используется на тепловозе Э^{эл}5 на всех скоростях его работы полностью. Подтверждением этому служат кривые силы тяги тепло-



Фиг. 219. $F_k = f(V, N_e)$.

воза в зависимости от скорости и мощности двигателя, приведенные на фиг. 219.

На фиг. 220 приведен полный к. п. д. тепловоза от топлива до обода движущих колес в зависимости от тех же переменных величин. Как показывает эта фигура, наибольший к. п. д. имеет значение, превышающее 29% при $^3/_4$ нагрузки двигателя.

За неоконченностью еще испытания тепловоза на путях СССР остальные кривые характеристики тепловоза не приводятся. Если рассматривать тепловоз с точки зрения гармоничности сочетания мощности двигателя на валу со сцепным весом тепловоза, то величина β в данном случае равна

$$\beta = \frac{1200}{92{,}5} = 13 \ л.\ с./т.$$

и отвечает—по диаграмме на фиг. 3—скорости $V = 34$ *км/час*, которая является, таким образом, ниже заданной скорости в 15 *км/час*. Для осуществления этой последней при наличии сцепного веса тепловоза в 92,5 *т*. мощность двигателя должна быть несколько выше.

Соотношение между полным весом тепловоза и его сцепным весом равно

НБ УДУНТ (ДІІТ)

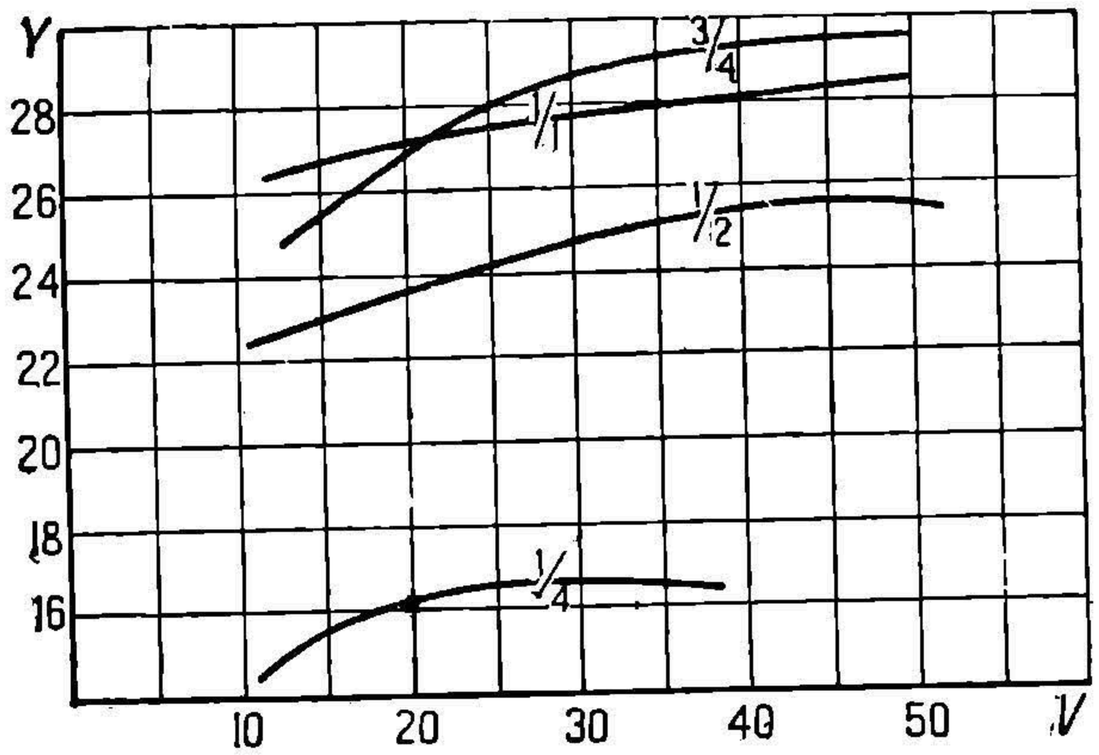
$$\frac{137,5}{92,5}=1,49,$$

что при правильном использовании сцепного веса можно считать несколько преувеличенным, если взять за образец наш примерный тепловоз типа 1-5-1 с отношением между его весовыми величинами

$$\frac{130}{100}=1,3.$$

В качестве примера сети трубопроводов, относящихся к вспомогательному оборудованию тепловозов, приведем трубопроводы, осуществленные на тепловозе $Э^{эл}5$.

1. Топливный — (фиг. 221), обеспечивающий набор топлива на тепловоз, зарядку его расходных баков, фильтрацию и подачу топлива к топливным насосам и форсункам и, наконец, отвод излишка поданной в топливный насос нефти обратно в бак.



Фиг. 220. $Y=\varphi(V, N_e)$.

2. Смазочный — (фиг. 222), обеспечивающий подачу смазки на тепловоз подводку его к смазочному насосу, распределение по местам смазки, отвод к холодильнику и направление в картер двигателя.

3. Масляный охлаждающий — (фиг. 22), обеспечивающий подачу масла на тепловоз, подачу к масляному насосу, подводку масла к местам охлаждения, отвод и направление масла в холодильник и обратное возвращение масла к масляному насосу.

4. Водяной охлаждающий — (фиг. 22), обеспечивающий набор воды на тепловоз, зарядку его холодильников, подачу воды к водяному насосу, подводку к местам охлаждения, отвод и направление воды в холодильник и отдачу ее в водяной бак.

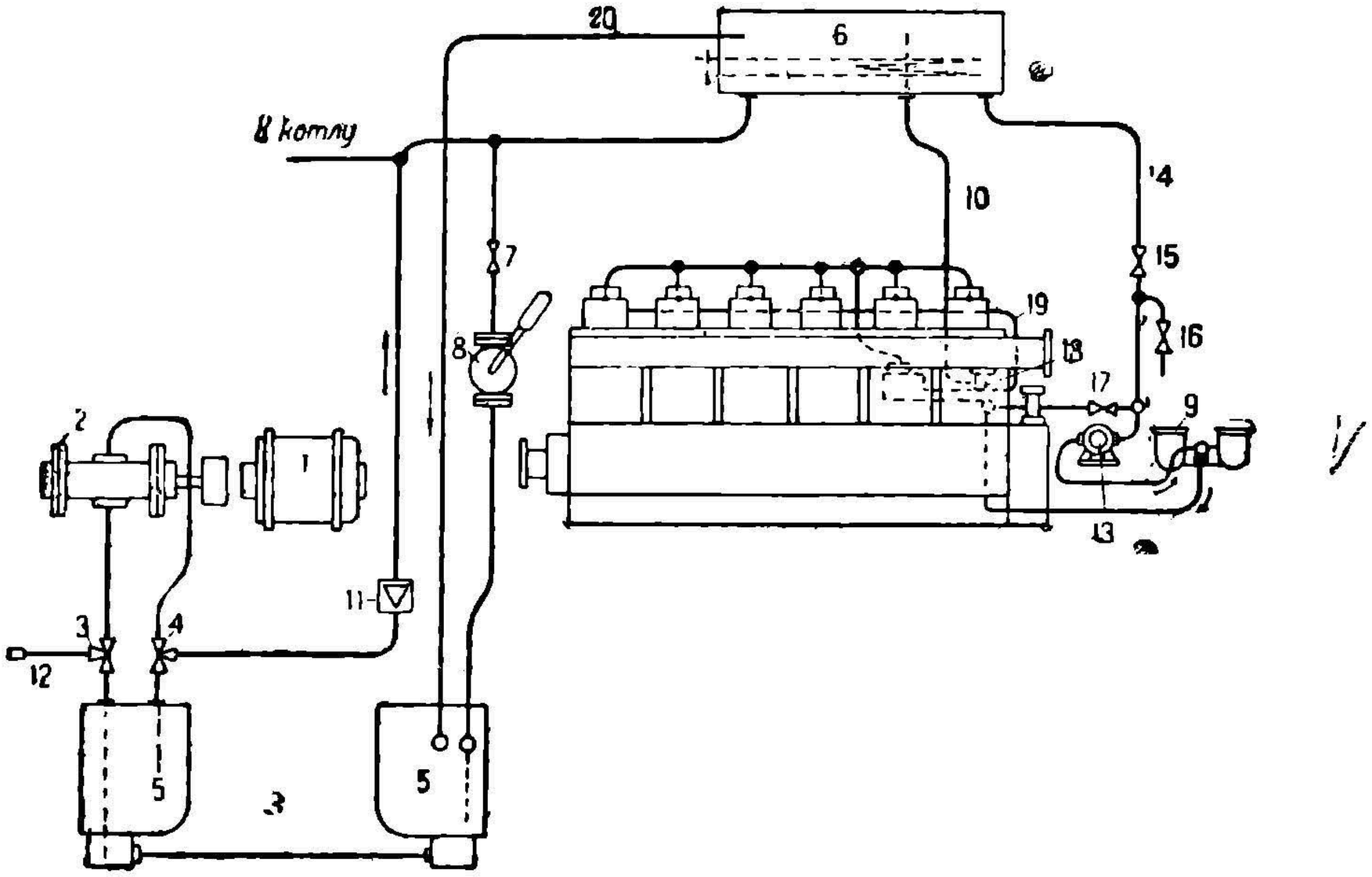
5. Воздушный — (фиг. 225), обслуживающий компрессор и воздушные баллоны, пуск двигателя в ход, тормоз, звуковые сигналы и песочницу.

Подписи под фиг. 221—225 достаточно поясняют приведенные схемы трубопроводов [1].

Тепловоз $Э^{эл}9$ типа $2—5_0—1$ (фиг. 221). Параллельно с постройкой тепловоза $Э^{эл}5$ за границей велась постройка однотипного тепловоза $Э^{эл}9$ на Коломенском заводе в СССР, причем основой для чертежей этого паровоза служили чертежи тепловоза $Э^{эл}5$. Поэтому основные размеры тепловоза $Э^{эл}9$ те же, что и для тепловоза $Э^{эл}5$. Разница наблюдается лишь в весе. Отступления для тепловоза $Э^{эл}9$ приведены в табл. XII. На тепловозах установлен

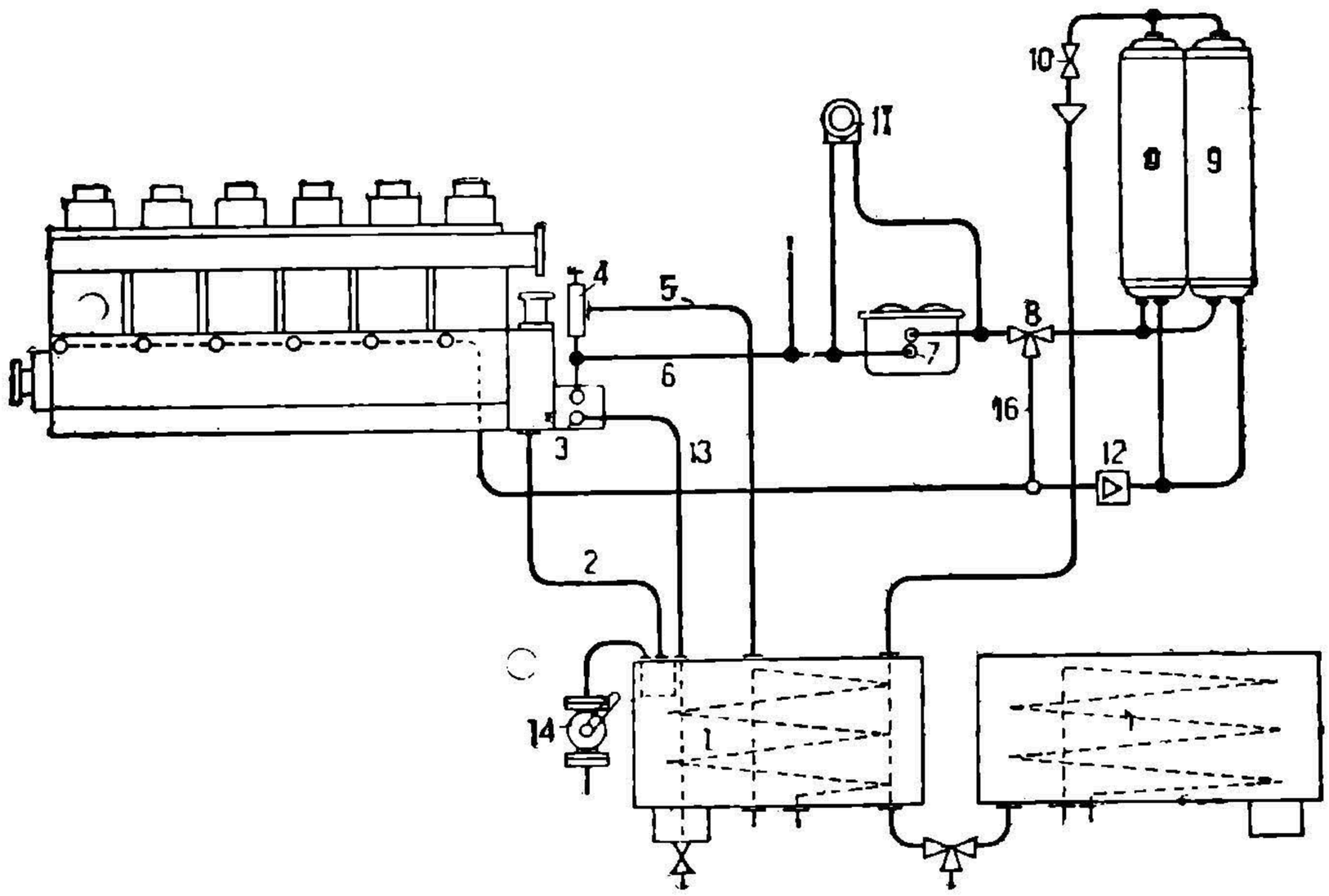
[1] Подробности тепловоза $Э^{эл}5$ см. „Локомотивостроение", 1933, сборник 5.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 221. Схема топливного трубопровода.

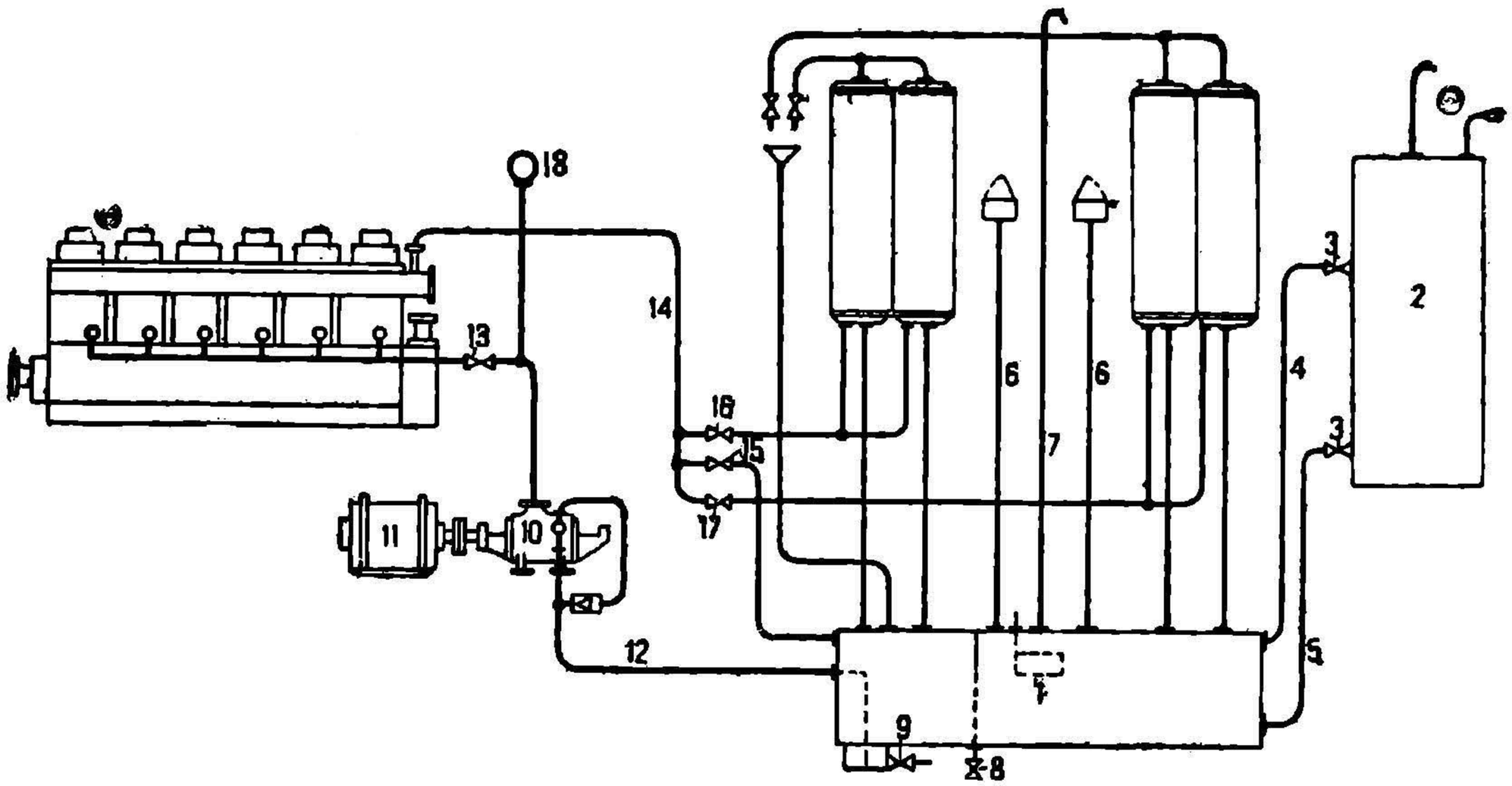
1—электромотор, *2*—насос, *3* и *4*—трехходовые краны, *5*—баки с нефтью, *6*—расходный бак, *7*—кран к ручному насосу, *8*—насос Альвейера, *9*—фильтры, *10* и *11*—трубопроводы к баку, *12*—заборная труба, *13*—зубчатый насос, *14*—труба, подводящая топливо к зубчатому насосу, *15*, *16* и *17*—распределительные краны, *18*—компенсаторная коробка, *19*—подвод к топливным насосам, *20*—сливная труба.



Фиг. 222. Схема смазочного трубопровода.

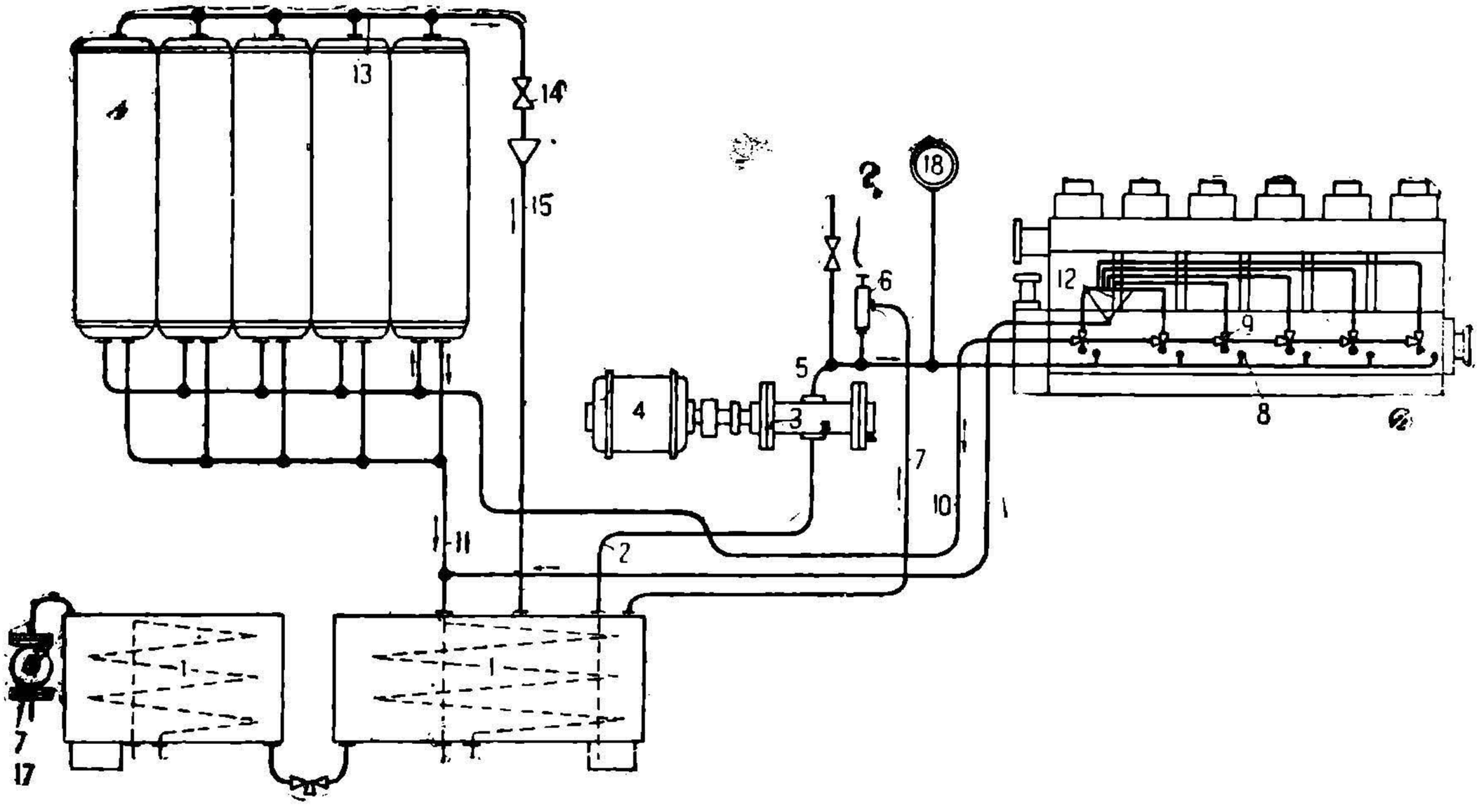
1—баки для смазки, *2*—сливная труба, *3*—насос, *4*—редуктор, *5*—сливная трубка от редуктора, *6*—трубопровод к фильтрам, *7*—фильтры, *8*—трехходовой кран, *9*—холодильник, *10*—кран у воронки, *11*—манометр, *12*—трубопровод от холодильника к двигателю, *13*—всасывающая труба, *14*—насос Альвейера, *15*—кран между баками, *16*—трубопровод для работы без холодильника.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 223. Схема трубопровода для охлаждающей воды

1—главный бак, *2*—запасный бак, *3*—краны, *4* и *5*—трубопровод между баками, *6*—воронки для налива воды, *7*—трубка для выхода воздуха, *8*—вестовая труба, *9*—спускной кран, *10*—насос, *11*—электромотор *12*—всасывающая труба, *13*—нагнетательная труба, *14*—трубопровод от двигателя к холодильнику, *15*—вентиль, направляющий воду в бак, *16* и *17*—вентили, направляющие воду в холодильник, *18*—манометр.



Фиг. 224. Схема трубопровода для охлаждающего масла.

1—баки с маслом, *2*—всасывающая труба, *3*—насос, *4*—электромотор, *5*—нагнетательная труба, *6*—редуктор, *7*—сливная труба от редуктора, *8*—трубки, выходящие из картера, *9*—трехходовые краны, *10*—трубопровод к холодильнику, *11*—трубопровод, соединяющий холодильник с баком, *12*—контрольная воронка. *13*, *14* и *15*—контрольный трубопровод от холодильника к баку, *16*—трубопровод от воронки к баку. *17*—насос, *18*—манометр.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

идентичный с двигателем тепловоза Э^{эл}5 дизель завода МАН. Основное электрооборудование, а именно генератор и моторы изготовлены заводом «Динамо». Холодильное устройство для двигателя и для моторов, а также весь экипаж и трубопроводы исполнены вместе с монтажем средствами Коломзавода. Монтаж электрической аппаратуры произведен средствами ВЭО.

Основное упрощение тепловоза Э^{эл}9 по сравнению с тепловозом Э^{эл}5 заключается в отсутствии у него электроторможения. Это упростило электрическую схему тепловоза, сократило его аппаратуру и способствовало некоторому его облегчению.

Тепловоз Э^{эл}9 должен положить начало серии тепловозов для внедрения тепловозной тяги на дорогах Союза; он закончен постройкой в ноябре 1932 г. и испытанию еще не подвергался.

Обращаясь к весовой характеристике тепловоза, необходимо отметить увеличение его веса как полного, так и сцепного, по сравнению с весом тепловоза Э^{эл}5, несмотря на то, что на тепловозе Э^{эл}9 отсутствует электрическое торможение. Весь избыточный вес должен быть отнесен за счет утяжеления как механической части тепловоза, так и его электрооборудования. Увеличение сцепного веса тепловоза до 100 *т* еще более нарушает гармонию между ним и мощностью двигателя на валу, чем у тепловоза Э^{эл}5, если считать, что скорость V_{min} для тепловоза Э^{эл}9 должна быть не меньше 15 *км/час*.

Принимая во внимание, что величина

$$\beta = \frac{1200}{100} = 12 \ л.\ с./т$$

мы, на основании диаграммы фиг. 3, получаем V_{min}, вместо 15 *км/час* равную только 12 *км/час* и, таким образом, сравнительно тихоходную машину.

Тепловоз Э^{эл}8 типа 2—5$_0$—1 (фиг. 227 *а* и *б*). Наряду с развитием тепловозов с электропередачей по типу тепловоза Э^{эл}2 с одним главным двигателем и подвесными моторами, тепловозным бюро НКПС был выдвинут новый проект тепловоза с электропередачей, преследовавший две цели. Во-первых, испытать индивидуальный привод от моторов, установленных на раме тепловоза, и иметь таким образом сравнение его с приводом от подвесных моторов и, во-вторых, применить на тепловозе принцип разделения мощности главного двигателя и с этой целью установить на тепловозе две одинаковые дизель-генераторные группы. Эта вторая цель ставилась в интересах выяснения условий наивыгоднейшего использования дизельной силовой установки на локомотиве.

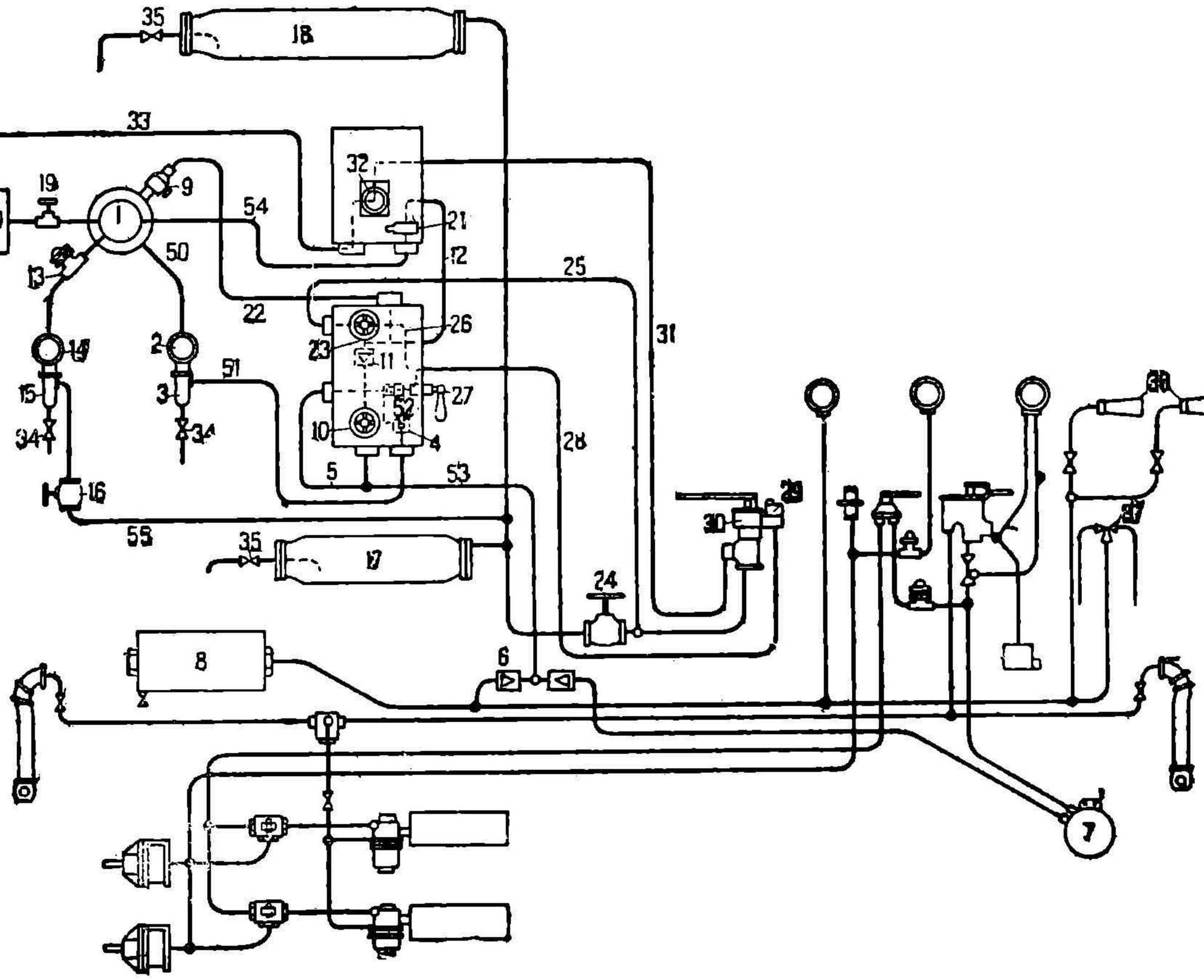
Заказ на постройку тепловоза был выдан заводу Крупп в Германии, и в настоящее время тепловоз, пройдя испытание на временной катковой станции, должен быть проведен через испытание в пути на сети дорог СССР.

Схематический чертеж тепловоза приведен на фиг. 227*б* и основные размеры его даны в табл. XII.

Как видно из фиг. 227*б*, тепловоз имеет наружную листовую раму, опирающуюся на пять сцепных осей и кроме того на двухосную тележку спереди и на поддерживающую ось Бисселя сзади. На междурамных креплениях тепловоза установлены две дизельгенераторные группы, расположенные таким образом, что между ними имеется проход для обслуживания машин.

Двигатели на тепловозе установлены швейцарским заводом Зульцера. Это—быстроходные четырехтактные, бескомпрессорные дизеля простого действия с предкамерой (фиг. 228), развивающие при 650 об/мин длительную мощность в 750 *л. с.* каждый. Вес двигателя составляет 15 *кг/л. с.* и является таким образом значительно более легким, чем предыдущие двигатели Виккерса и МАН. В отличие от предыдущих дизель-генераторных установок на тепловозах, эта установка на тепловозе Э^{эл}8 имеет одну общую литую раму. Такая конструкция, наряду с полным уравновешиванием возвратно движущихся масс внутри двигателя позволила произвести совершенно жесткое соединение дизеля с генератором без установки между ними промежуточной муфты. Запуск дизелей — электрический от аккумуляторной батареи, ток которой заставляет работать гене-

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 225. Схема воздушного трубопровода.

1—компрессор, *2*—охладитель, *3*—конденсатор, *4*—клапан распределительной коробки, *5*—труба от распределительной коробки, *6*—клапан к тормозным воздушным резервуарам, *7* и *8*—тормозные воздушные резервуары, *9*—штуцер для всасывания воздуха, *10*—запорный вентиль, *11* и *12*—клапан и переход к ступени высокого давления, *13*—предохранительный клапан, *14*—холодильник, *15*—водоотделитель, *16*—запорный вентиль, *17* и *18*—воздушные резервуары, *19* и *20*—запасный резервуар и кран к нему, *21*—*22*—соединительные трубопроводы, *23*—стопорный вентиль, *24*—пусковой вентиль, *25*—труба к распределительной коробке, *26*—редукционный клапан;—*27* перепускной кран, *28*-трубопровод от редукционного клапана, *29*—пусковой клапан, *30*—пусковая ручка, *31*—трубопровод к редукционному клапану, *32*—редукционный клапан, *33*—трубопровод к пусковым клапанам, *34*—*35*—спускные краны для воды, *36*—сифоны, *37*—воздушный клапан песочницы, *50*—трубка между компрессором и охладителями, *51*—трубка от охладителя к распределительной коробке, *52*—клапан, *53*-труба к клапанам, *54*—труба к ступени высокого давления, *55*—*56*—трубопровод высокого давления к резервуарам.

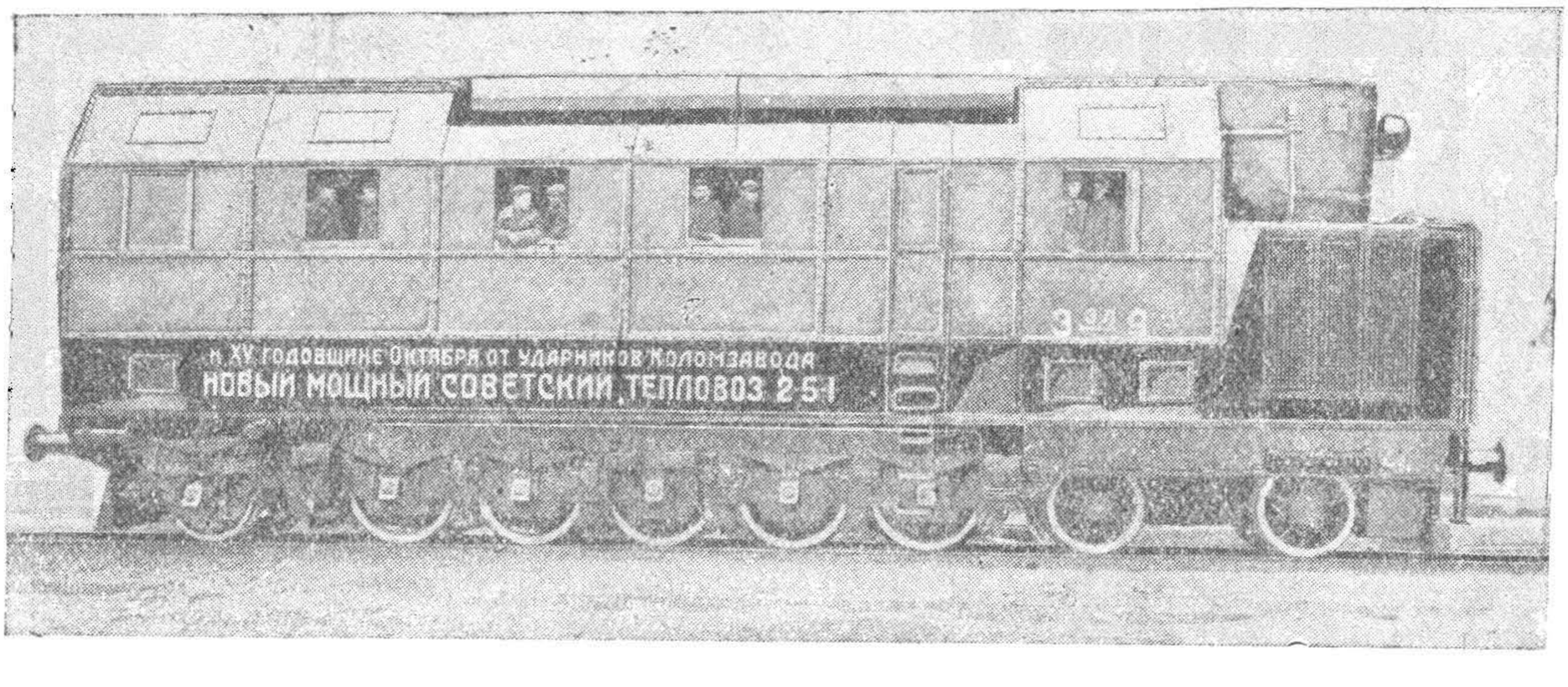
раторы, как моторы. Смазка дизелей производится при помощи зубчатых насосов, которыми снабжен каждый дизель. Для охлаждения смазочного масла установлен электронасос, который прогоняет смазку через холодильник. Точно также отдельными электронасосами производится водяное охлаждение цилиндров дизелей. Вода в свою очередь охлаждается в холодильнике шахтного типа, снабженном колесом Бетца, которое приводится от своего электромотора.

Результаты испытания двигателей показали расход ими топлива в 174 *г/л. с. час* и смазки в 4,5 *г/л. с. час* при развитии ими длительной мощности.

Электропередача тепловоза осуществлена при помощи двух генераторов постоянного тока, посылающих параллельно ток в главную цепь, куда включены установленные на раме пять сдвоенных тяговых моторов. Последние попарно включены в цепь параллельно, но между собой они могут быть соединены как параллельно, так и последовательно.

Генераторы представляют собой динамомашины завода Сешерон в Женеве, типа 540 с независимым возбуждением и самовентилирующиеся.

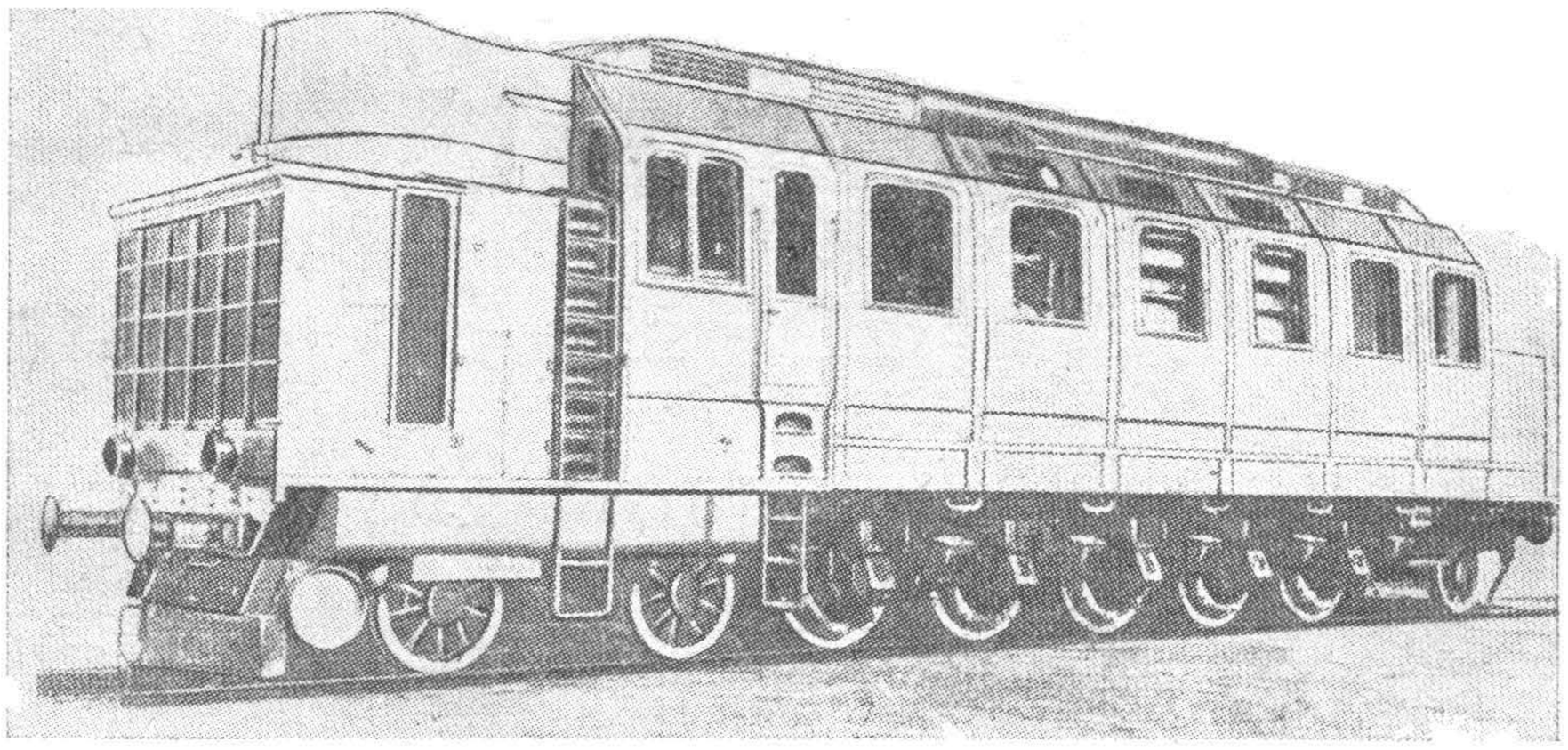
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 226. Тепловоз $Э^{эл}9$ типа $2—5_o—1$ с электропередачей.

Динамо-возбудительницы расположены на одном валу с якорями генераторов и получают возбуждение от аккумуляторной батареи.

Регулировка работы генератора производится по схеме Вард-Леонарда, т. е. так же, как у тепловозов $Э^{эл}2$ и $Э^{эл}5$.



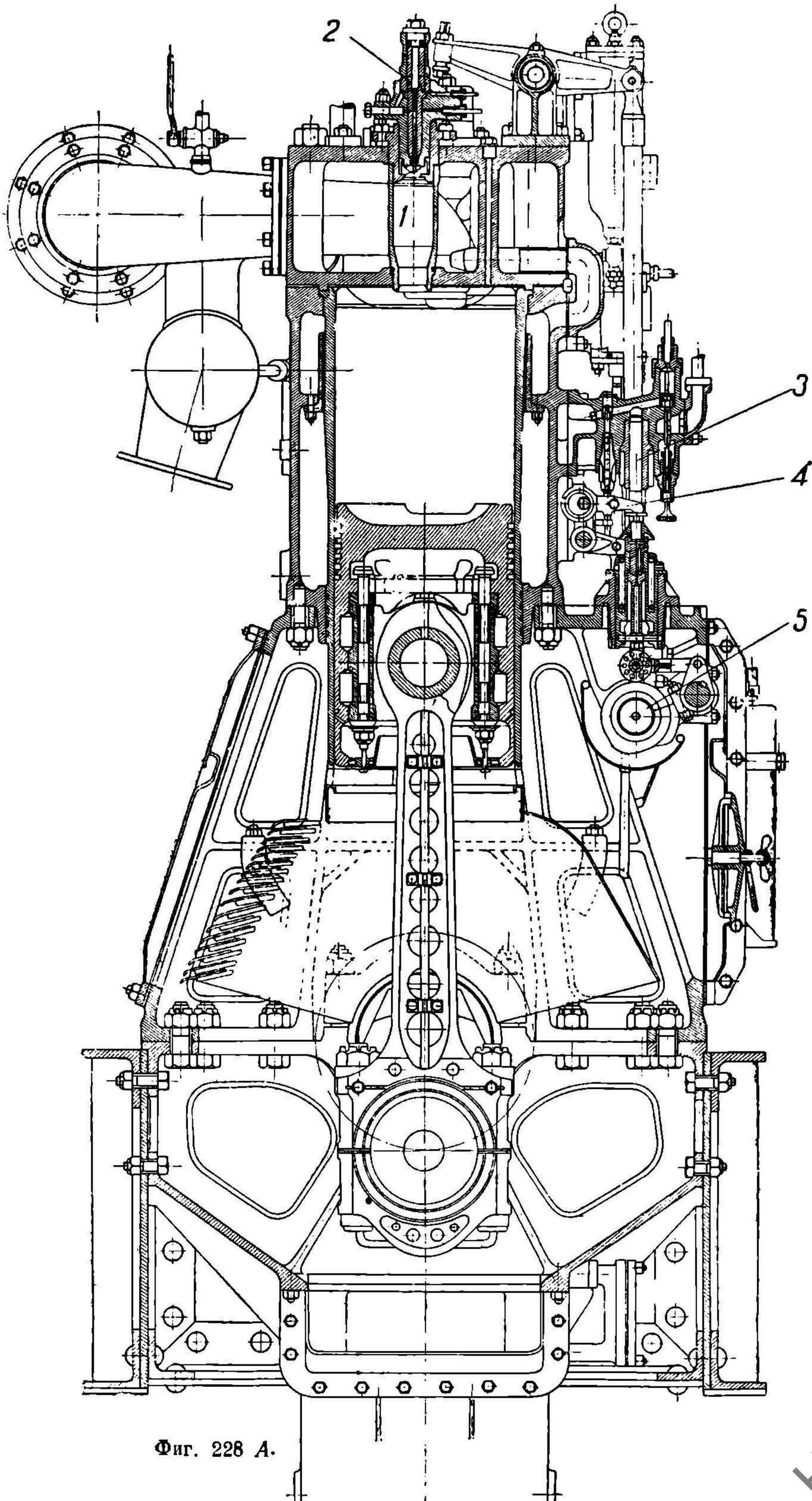
Фиг. 227*а* Тепловоз $Э^{эл}8$ типа $2—5_o—1$ с электропередачей.

Тяговые моторы, выполненные также заводом Сешерон типа ТС 416, представляют собой сдвоенные агрегаты, расположенные в общем кожухе и жестко укрепленные на раме тепловоза. Благодаря этому весь вес моторов передается на оси тепловоза через рессоры. Принудительная вентиляция моторов достигается при помощи двух вентиляторов, установленных в кузове и приводимых в движение от электромоторов.

Привод осей от тяговых моторов, являющийся в данном случае центрально-пружинным, разработан и сконструирован также заводом Сешерон.

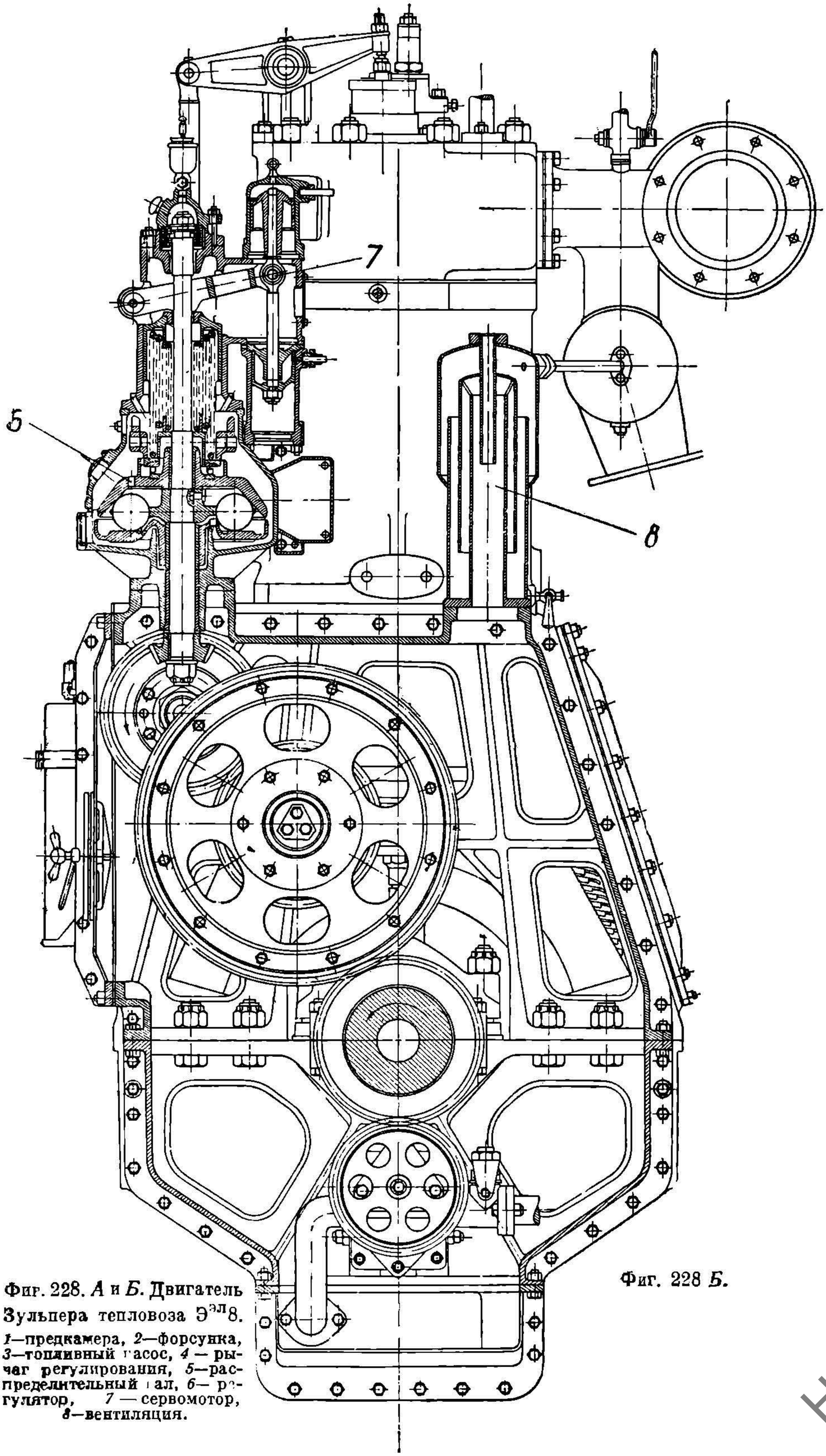
Как уже отмечалось на стр. 150, сущность центрально-пружинного привода заключается в том, что укрепленный на раме тяговой мотор передает свой вращающий момент через зубчатую передачу не непосредственно ведущей оси тепловоза, а окружающему ее полому валу, снабженному зубчатым колесом. Свой вращающий момент полый вал передает оси тепловоза через систему пружин. (фиг. 229 *а*), из которых одни пружины работают на сжатие, а другие на растяже-

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 228 *А*.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)



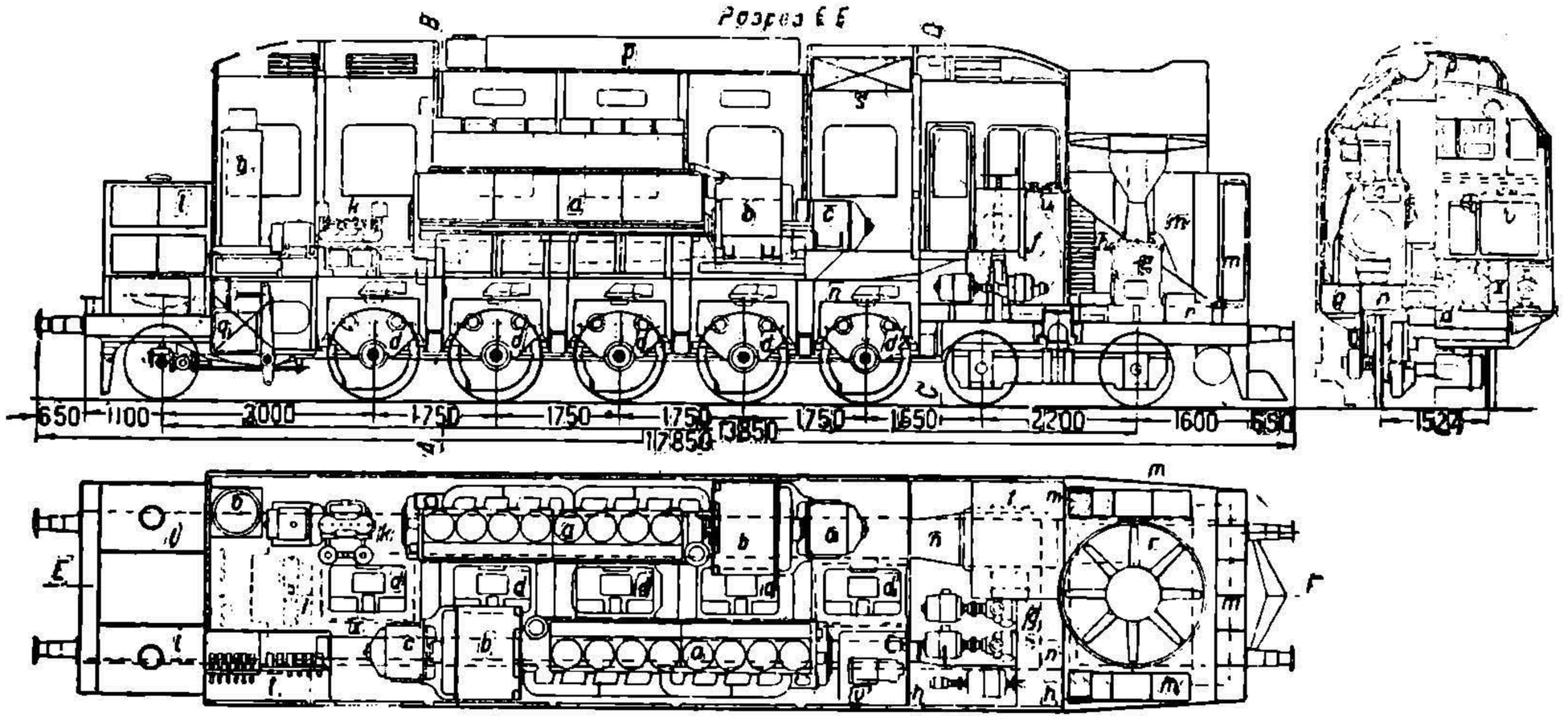
Фиг. 228. *А* и *Б*. Двигатель Зульпера тепловоза Э^{эл}8.

1—предкамера, *2*—форсунка, *3*—топливный насос, *4* — рычаг регулирования, *5*—распределительный вал, *6*— регулятор, *7* — сервомотор, *8*—вентиляция.

Фиг. 228 *Б*.

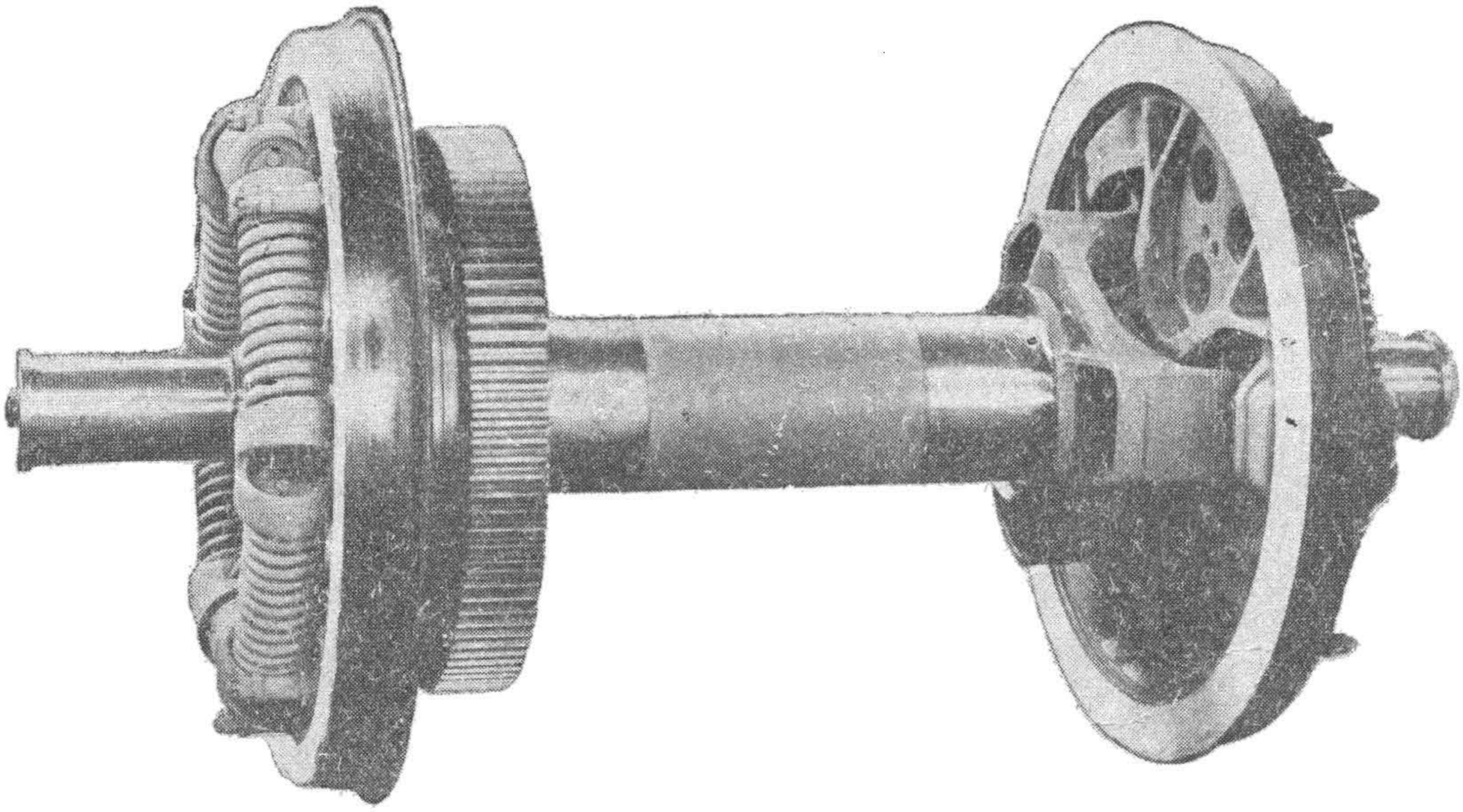
НБ УДУНТ (ДІІТ)

ние. В этом отношении привод Сешерон выгодно отличается от идентичного привода Вестингауза, у которого все пружины работают или на сжатие или на растяжение в зависимости от хода тепловоза. Чертежи того и другого привода помещены на фиг. 165.



Фиг. 227б. Тепловоз Э^{эл}8.

a—двигатели дизеля; *b*—генераторы; *c*—возбудители; *d*—сдвоенные тяговые моторы; *e*—вентиляторы для охлаждения двигателей; *f*—вентиляторы для охлаждения моторов; *g*—водяные насосы; *h* масляные насосы? *i*—нефтяной насос; *k*—тормозной компрессор; *l*—аккумуляторная батарея; *m*—секции холодильника; *n*—воздушный фильтр; *o*—котел отопления; *p*—глушитель; *q*—топливный бак; *r*—водяной бак; *s*—расходный бак; *t*—запасное помещение; *u*—переключатель; *v*—пост управления; *w*—воздушный канал; *x*—канал для кабеля.



Фиг. 229а. Движущая ось тепловоза Э^{эл}8.

На фиг. 229 б приведен вид сдвоенного тягового мотора тепловоза.

Электрическая схема тепловоза распадается на главную, о которой уже говорилось, и на вспомогательную, в которую параллельно включают две динамовозбудительницы, аккумуляторную батарею и все вспомогательные моторы дополнительного электрооборудования тепловоза. Приборы управления между собой заблокированы.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Электрическая схема тепловоза приведена на фиг. 230.

Управление тепловозом осуществляется при помощи контроллера с одного поста управления, при этом наличие двух дизель-генераторных установок и возможность попарного переключения тяговых моторов с параллельного на последовательное соединение дает возможность осуществить один из трех режимов работы тепловоза, а именно:

1. Режим полной мощности, когда работают обе дизель-генераторных установки (фиг. 230 *A*).

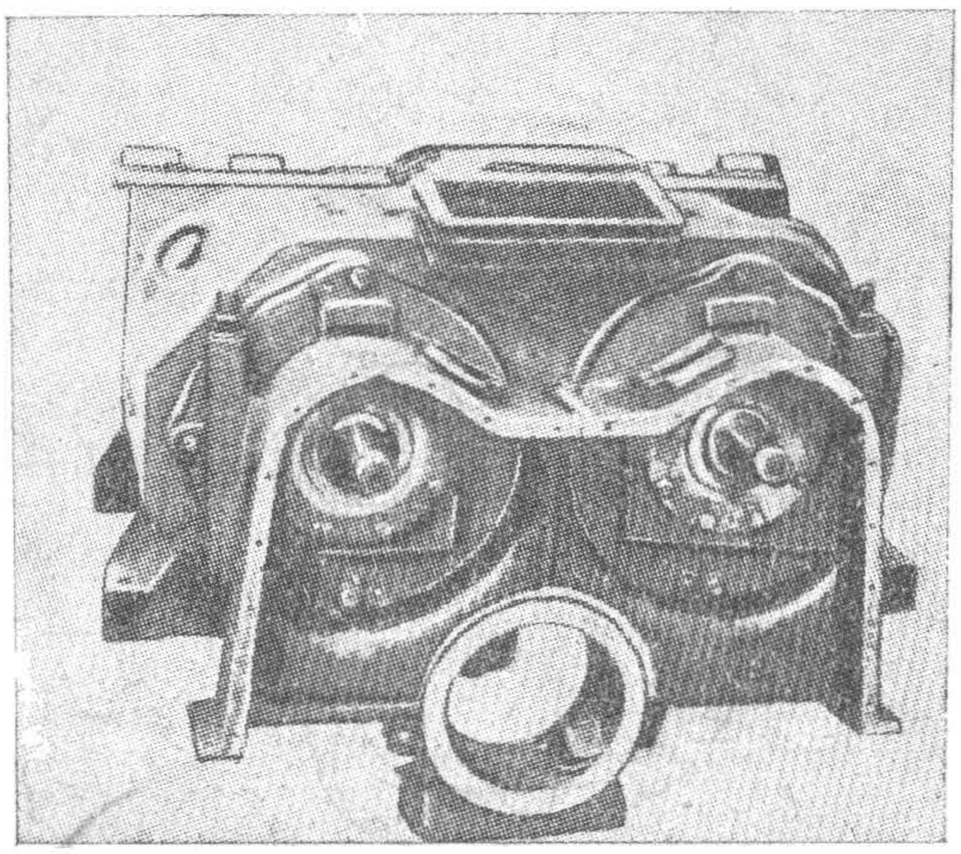
2. Режим половинной мощности, когда работает одна из установок, причем может быть получена:

а) полная сила тяги и половинная скорость при параллельном соединении моторов (фиг. 230 *C*) и

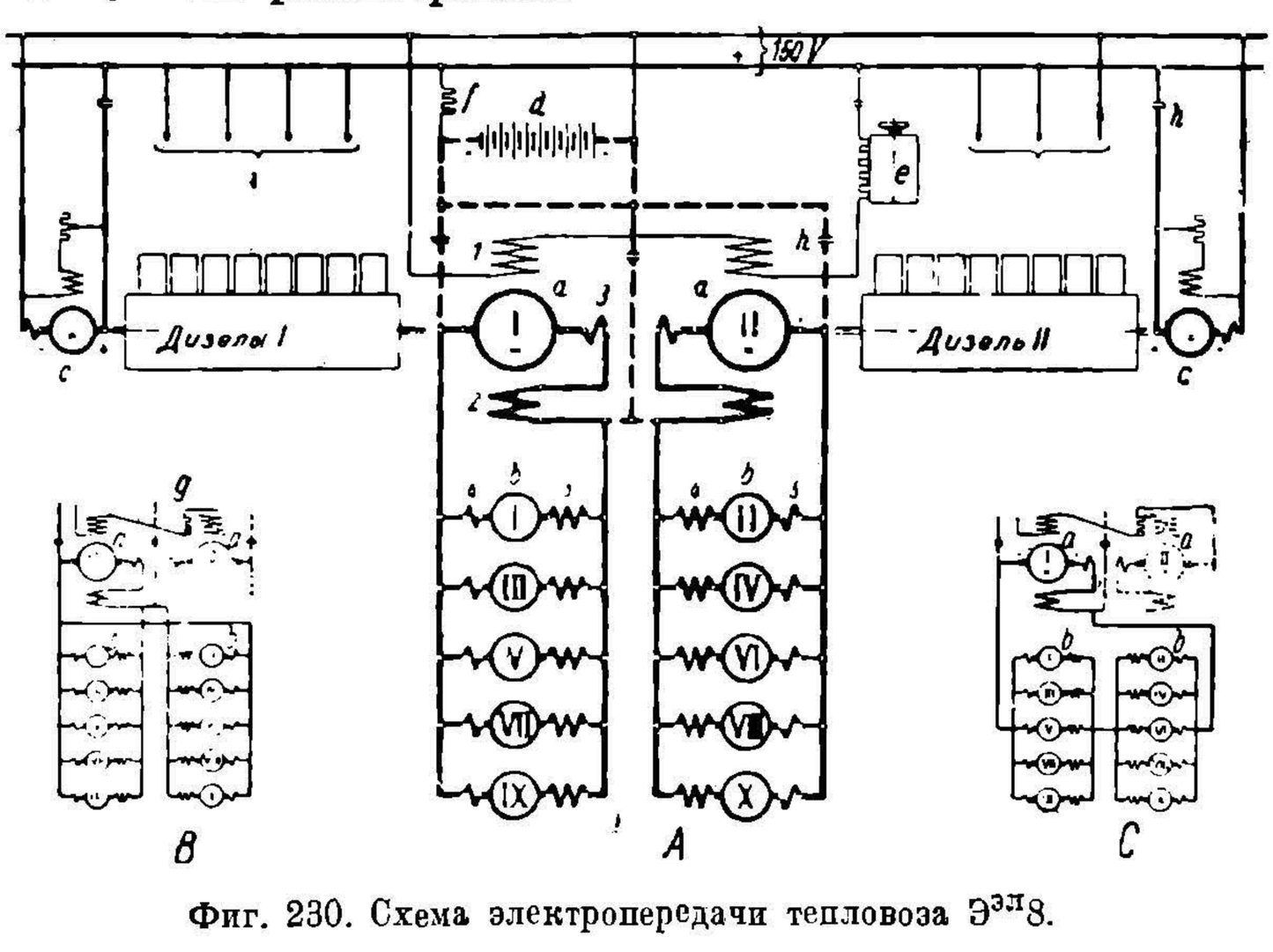
б) полная скорость и половинная сила тяги при последовательном соединении моторов (фиг. 220 *B*)

Выбор того или другого режима работы зависит от условий работы тепловоза, а именно: веса поезда, профиля пути и допускаемой скорости движения.

Испытание тепловоза. На заводе постройки тепловоз подвергся испытанию на катках временной испытательной станции. Результаты его испытания еще не приведены к тому виду, который дает возможность подвергнуть их рассмотрению.



Фиг. 229б. Сдвоенный тяговый мотор тепловоза $Э^{эл}8$.



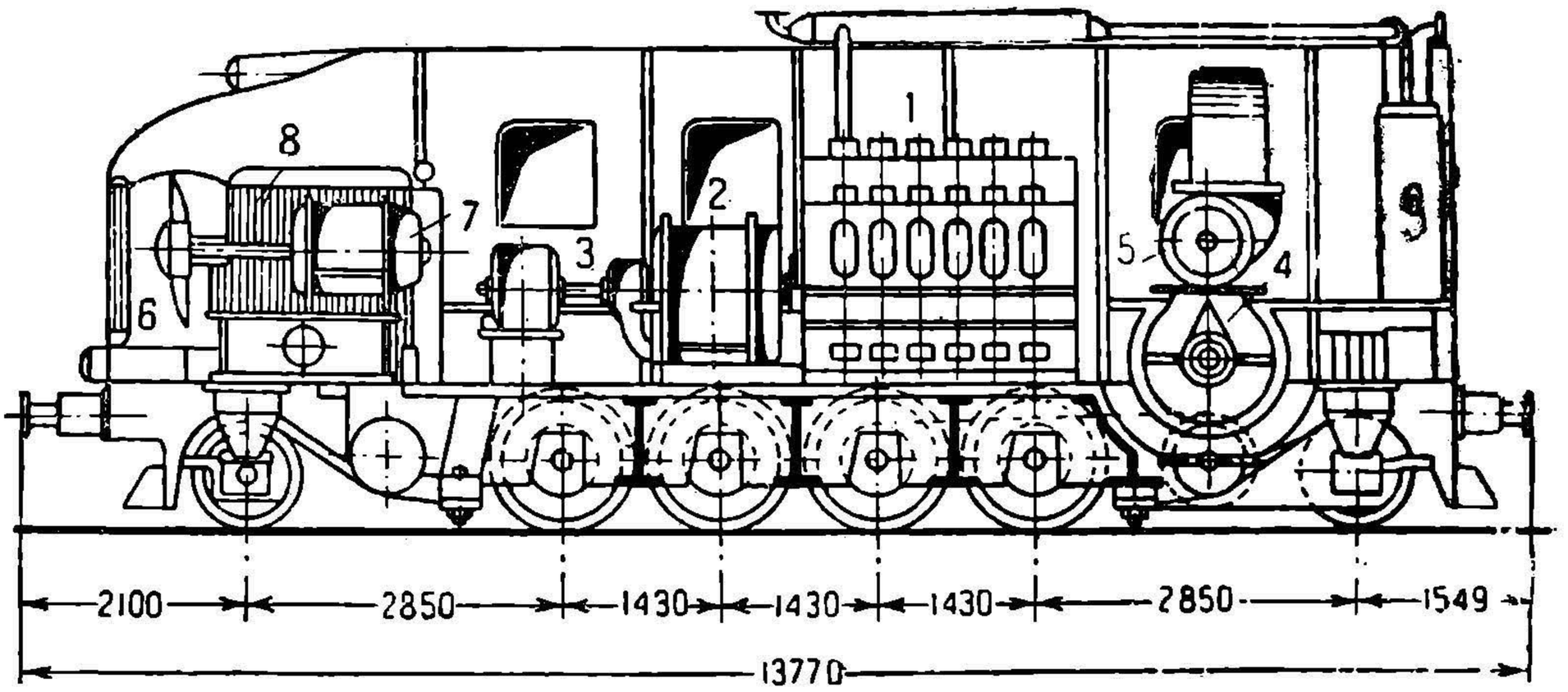
Фиг. 230. Схема электропередачи тепловоза $Э^{эл}8$.

a—главные генераторы: *1*—обмотка полюсов; *2*—противокомпаундная обмотка; *3*—обмотка дополнительных полюсов и компенсационная; *b*—тяговые моторы; *4*—обмотка полюсов *5*—обмотка дополнительных полюсов; *c*—возбудитель; *d*—аккумуляторная батарея; *e*—ездовой контроллер; *f*—зарядное сопротивление; *g*—сопротивление к возбудителю; *h*—шунты; *i*—вспомогательное оборудование.

Отсутствие данных испытания не позволяет оценить описанный тепловоз и с точки зрения гармоничного сочетания его сцепного веса с мощностью установленных на нем дизелей.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

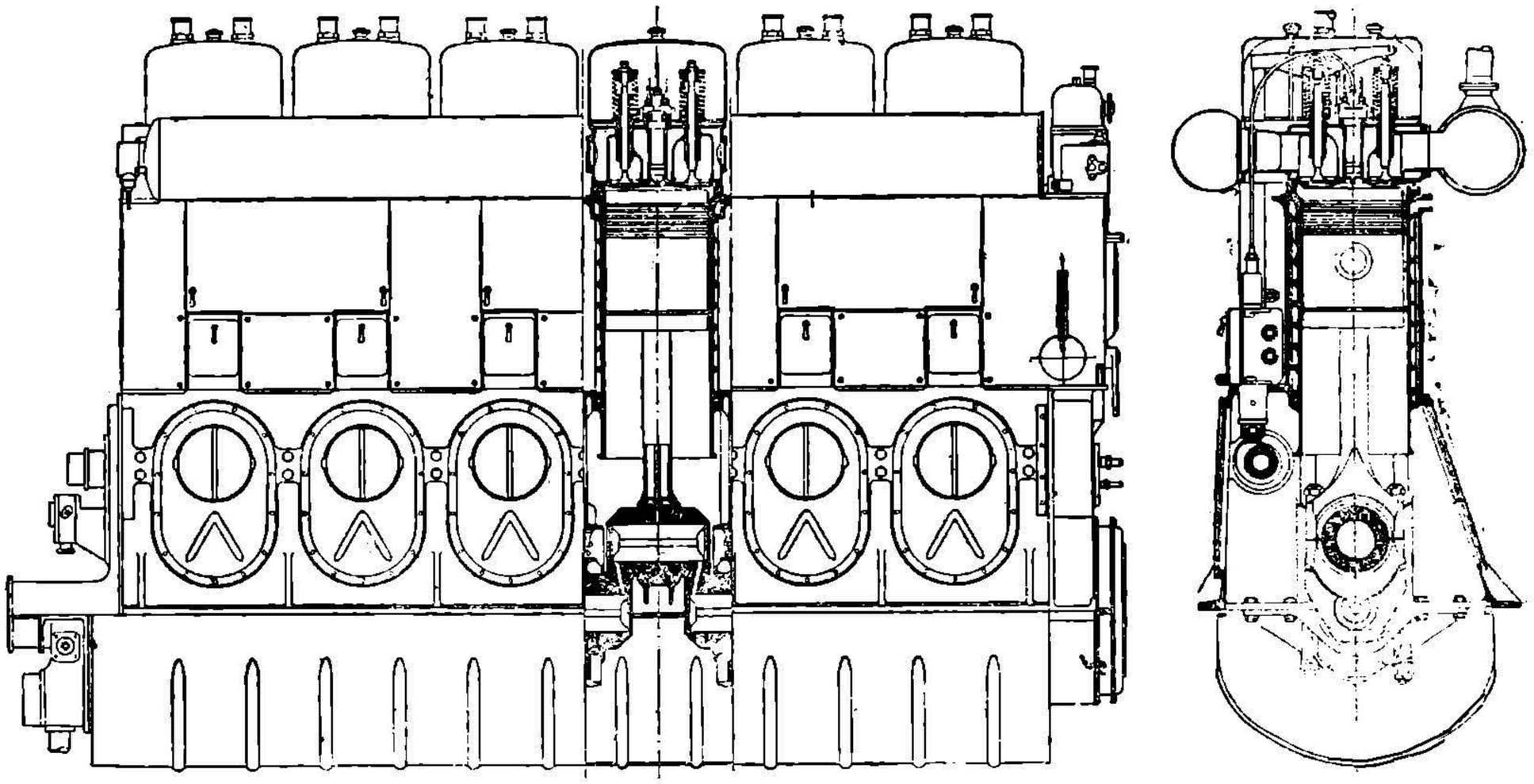
Тепловоз О^{эл}6 типа 1—4—1 (фиг. 231). Отличительными чертами этого тепловоза по сравнению с предыдущими являются: значительно меньшая мощность силовой установки на тепловозе, а именно всего лишь 650 *л. с.* и применение группового привода осей тепловоза от тягового мотора. Проект такого тепловоза вызван



Фиг. 231. Тепловоз О^{эл}6 типа 1—4—1 с электропередачей.

1—двигатель; *2*—генератор; *3*—возбудитель; *4*—тяговый мотор; *5*—вентилятор к мотору; *6*—вентиляторное колесо; *7* - мотор к нему; *8*—холодильник; *9*—котел отопления.

был соображениями введения тепловоза для маневровой работы на сортировочных станциях с целью замены паровозов серии О, обслуживающих такие маневры и выходящих постепенно из строя из-за большого возраста. Групповой привод осей на этом тепловозе был применен в целях получения опыта и выяснения



Фиг. 232. Двигатель завода МАН 28/38 тепловоза О^{эл}6,

выгод применения такого привода. Так как однако сравнительная оценка этого привода в отношении привода индивидуального могла быть сделана достаточно точно лишь при равенстве всех прочих условий для тепловоза с приводом индивидуальным, то одновременно с проектом рассматриваемого тепловоза был разработан и параллельный проект тепловоза с индивидуальным приводом осей, который описывается ниже. Этот второй тепловоз снабжен точно таким же дизелем, как и описываемый.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Проект тепловоза, разработанный в Тепловозном бюро НКПС, был передан для осуществления Коломенскому заводу, который выпустил тепловоз в конце 1931 г., получив двигатель с завода МАН и электрооборудование с завода Броун Бовери. Основные размеры тепловоза приведены в табл. XII и его схематический чертеж на фиг. 231. Как можно усмотреть из этой последней, тепловоз имеет наружную листовую раму, опирающуюся на четыре сцепные оси и на два бегунка, выполненных в виде осей Бисселя. На междурамных креплениях тепловоза установлена на особой стальной плите дизель-генераторная группа. Дизель — завода МАН, марки 28/38 — развивает при наибольшем числе оборотов $n=750$ мощность па валу в 650 *л. с.*; он соединен с генератором посредством эластичной муфты, способной поглощать резонансные колебания вала двигателя. На одном валу с якорем генератора помещается и якорь динамо-возбудительницы. Тяговой мотор, установленный на раме тепловоза в конце последнего, противоположном генератору, приводит через зубчатую передачу отбойный или ведущий вал тепловоза, который, в свою очередь, при помощи шатуна, передает вращающий момент тягового мотора ведущей оси, а от нее через спарники и остальным сцепным осям.

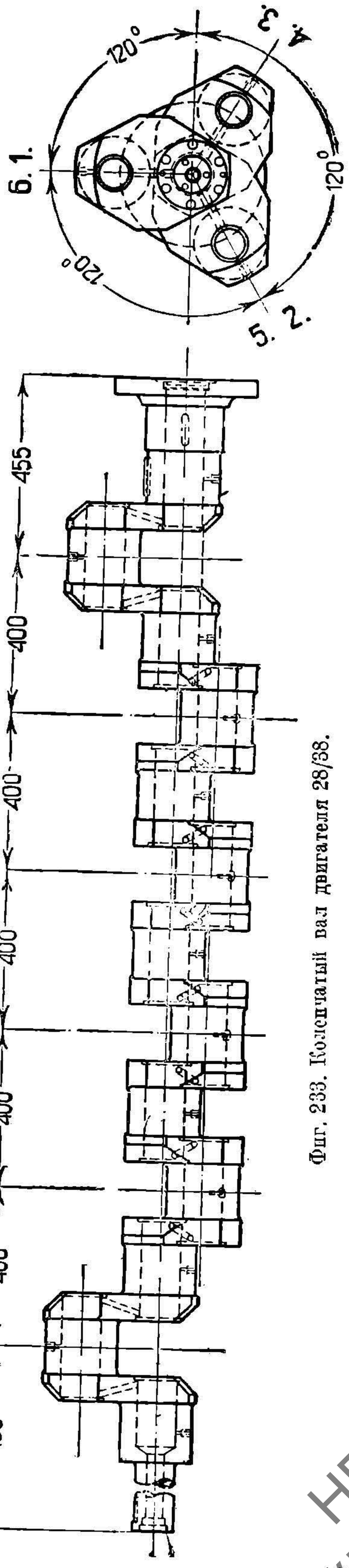
В переднем конце тепловоза расположен холодильник для охлаждения воды и масла, особенностью которого является горизонтальное положение вентиляторного вала с пропеллером, вследствие чего воздух, охлаждающий воду и масло, выбрасывается не вверх, а в стороны. Вентиляторный вал при этом приводится от независимого электромотора.

Дизель тепловоза шестицилиндровый, четырехтактный, бескомпрессорный и нереверсивный. Главной особенностью этого дизеля является его вес, составляющий всего 4900 *кг* и при отнесении к нормальной мощности в 600 *л. с.*, равный только 8,2 *кг/л. с.* Для получения такого веса завод значительно облегчил конструкцию двигателя в части цилиндров дизеля кривошипной камеры, коленчатого вала, поршней и шатунов.

Цилиндры дизеля отлиты все в виде одного чугунного блока (фиг. 232).

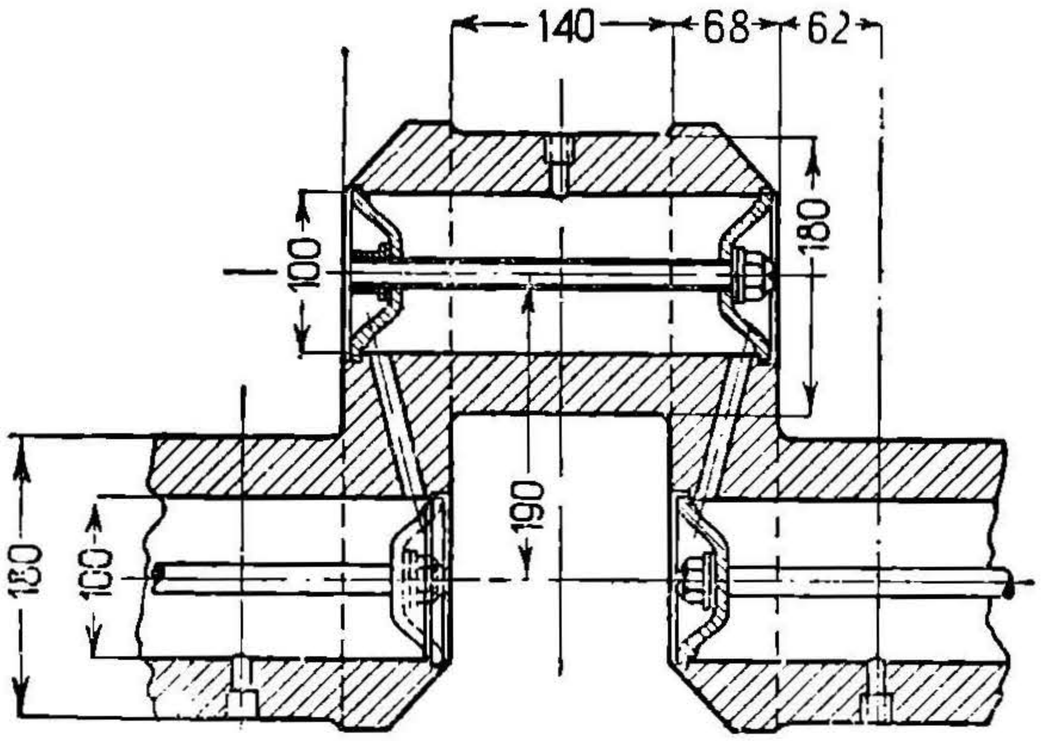
Кривошипная камера в верхней своей части представляет низ блока цилиндров, а снизу выполнена в виде ванны, представляющей легкую листовую сварную конструкцию, которая скрепляется с верхней частью при помощи болтов.

Коленчатый вал изготовлен из хромоникелевой стали и имеет зеркальное расположение колен под углом в 120° (фиг. 233). Шейки вала имеют сверление в 100 *мм*

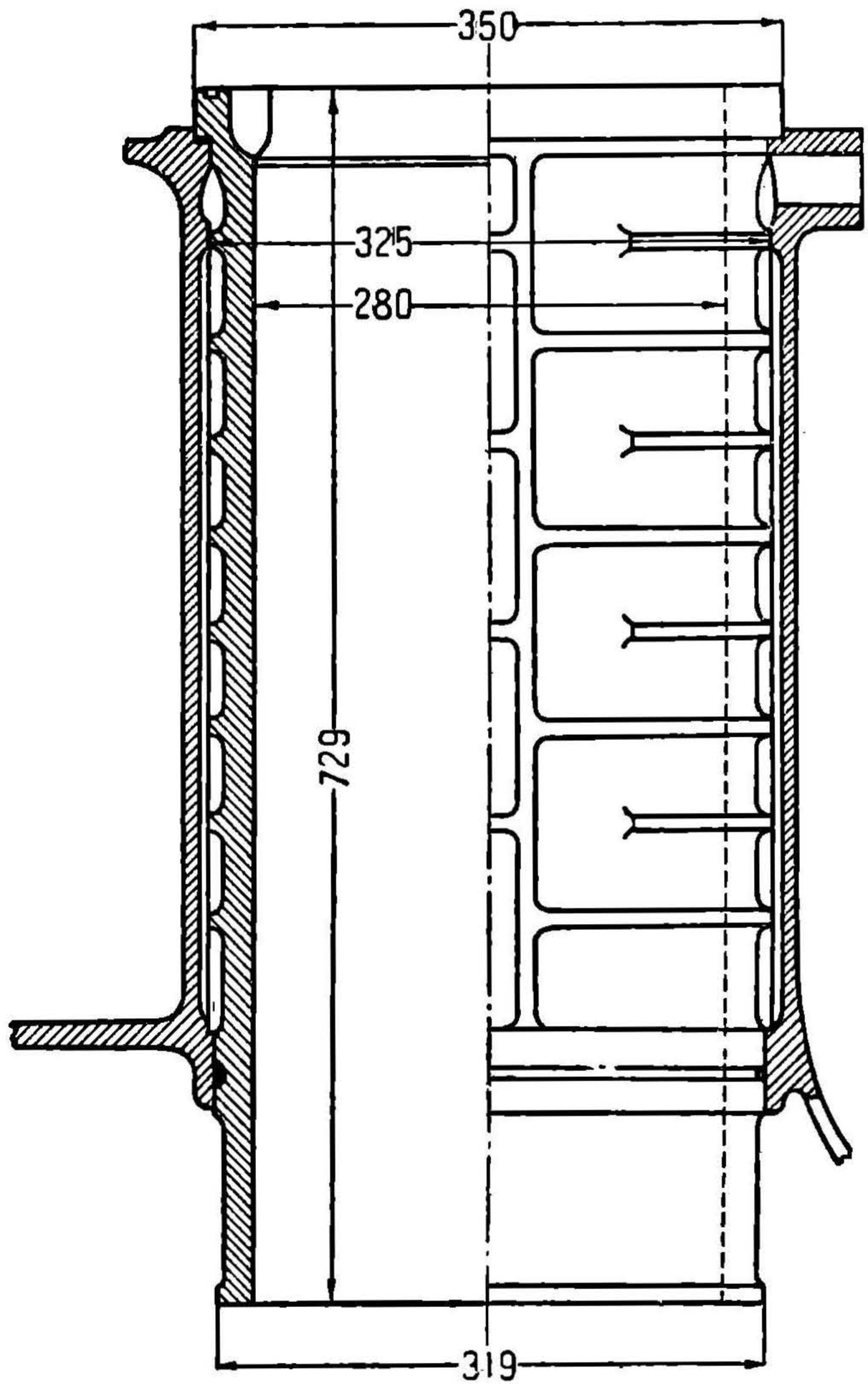


Фиг. 233. Коленчатый вал двигателя 28/38.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 234. Деталь коленчатого вала.



Фиг. 235. Цилиндровая втулка.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

диаметром и по концам заглушены чашками, которые стягиваются болтами (фиг. 234). Вал покоится на подшипниках, которые снизу поддерживаются анкерными тягами, проходящими через блок между цилиндрами.

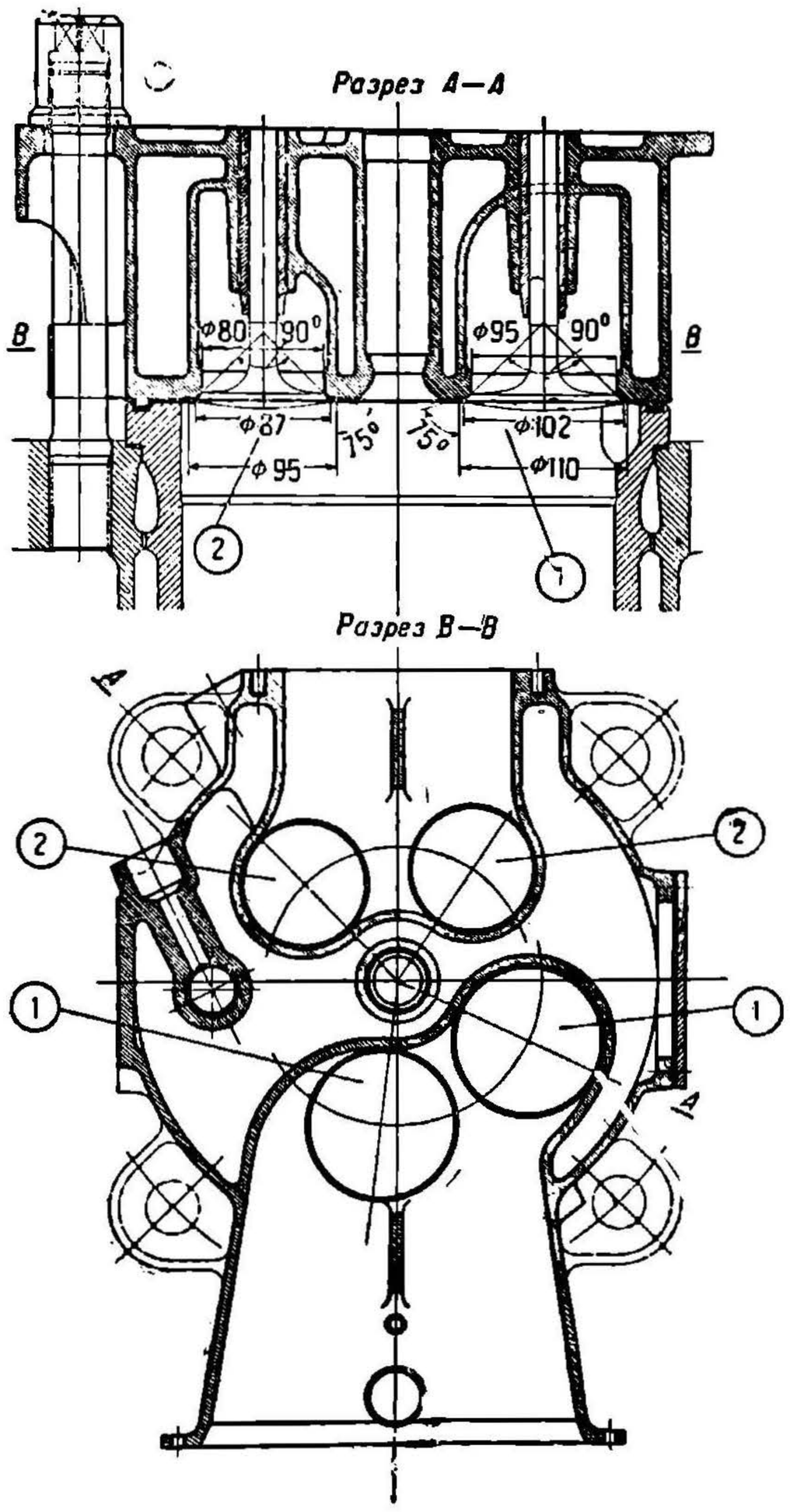
Цилиндровая втулка изготовлена из специального чугуна и для более интенсивного охлаждения заключена в рубашку из тонкого железа и снабжена ребрами, которые служат, таким образом, для направления охлаждающей воды (фиг. 235).

Цилиндровые крышки отлиты из стали и имеют вид, приведенный на фиг. 236. Они крепятся к цилиндрам только четырьмя шпильками.

Поршни — из алюминиевого сплава и отлиты цельными (фиг. 237). Поршневый палец, имея возможность удлиняться в одну сторону, с другой закреплен при помощи проходящей через него шпильки. Смазка поршня производится только путем разбрызгивания из картера. Она прижимается к стенкам втулки через отверстия *О*.

Шатуны имеют трубчатое сечение (фиг. 238). Внутри их укреплены маслопроводные трубки. Для усиления головок шатунов они снабжены фрезерованными ребрами.

Рабочие клапаны состоят из двух всасывающих и двух выхлопных клапанов. Двойной комплект клапанов объясняется большим числом оборотов дизеля и необходимостью поэтому в короткий срок обеспечить нормальную подачу воздуха и выпуск продуктов сгорания. Пусковой клапан отсутствует, так как пуск дизеля применен электрический от генератора.



Фиг. 236. Цилиндровая крышка *1*—всасывающий клапан; *2*—выхлопной клапан.

Форсунки открытого типа, подобные той, которая установлена на бескомпрессорных двигателях MAH Loc 6 V 45/42 (фиг. 133). Они расположены в крышке центрально и охлаждаются водой.

Управление клапанами производится от распределительного вала, проходящего внутри цилиндрового блока (фиг. 232). Вильчатые рычаги клапанов получают перемещение от распределительного вала через штанги.

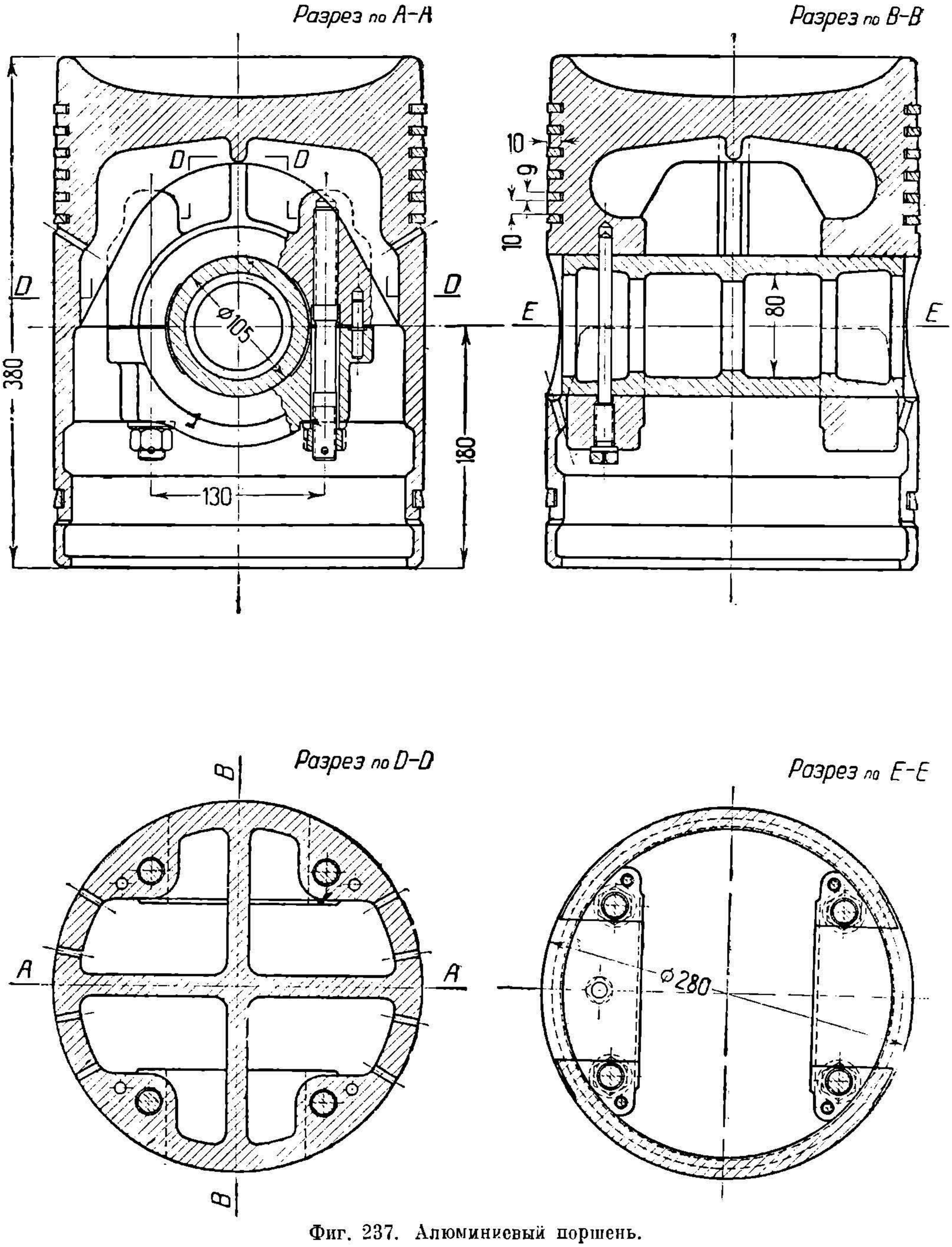
Топливный насос имеется у каждого цилиндра свой, и конструкция его более легкая нежели у двигателя Loc 6 V 45/42 имеет сходные с ним черты. Устройство и действие насоса понятно из фиг. 239.

Регулировка работы дизеля достигается автоматически регулятором числа оборотов с серво-мотором, изменяющим подачу топлива в зависимости от установки пружин регулятора на то или другое число оборотов двигателя. Принцип устройства регулятора и сервомотора тот же, что у бескомп-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

прессорного двигателя 45/42. Привод регулятора и его конструкция приведены на фиг. 240.

Смазка дизеля производится насосом, приводимым непосредственно от вала дизеля.

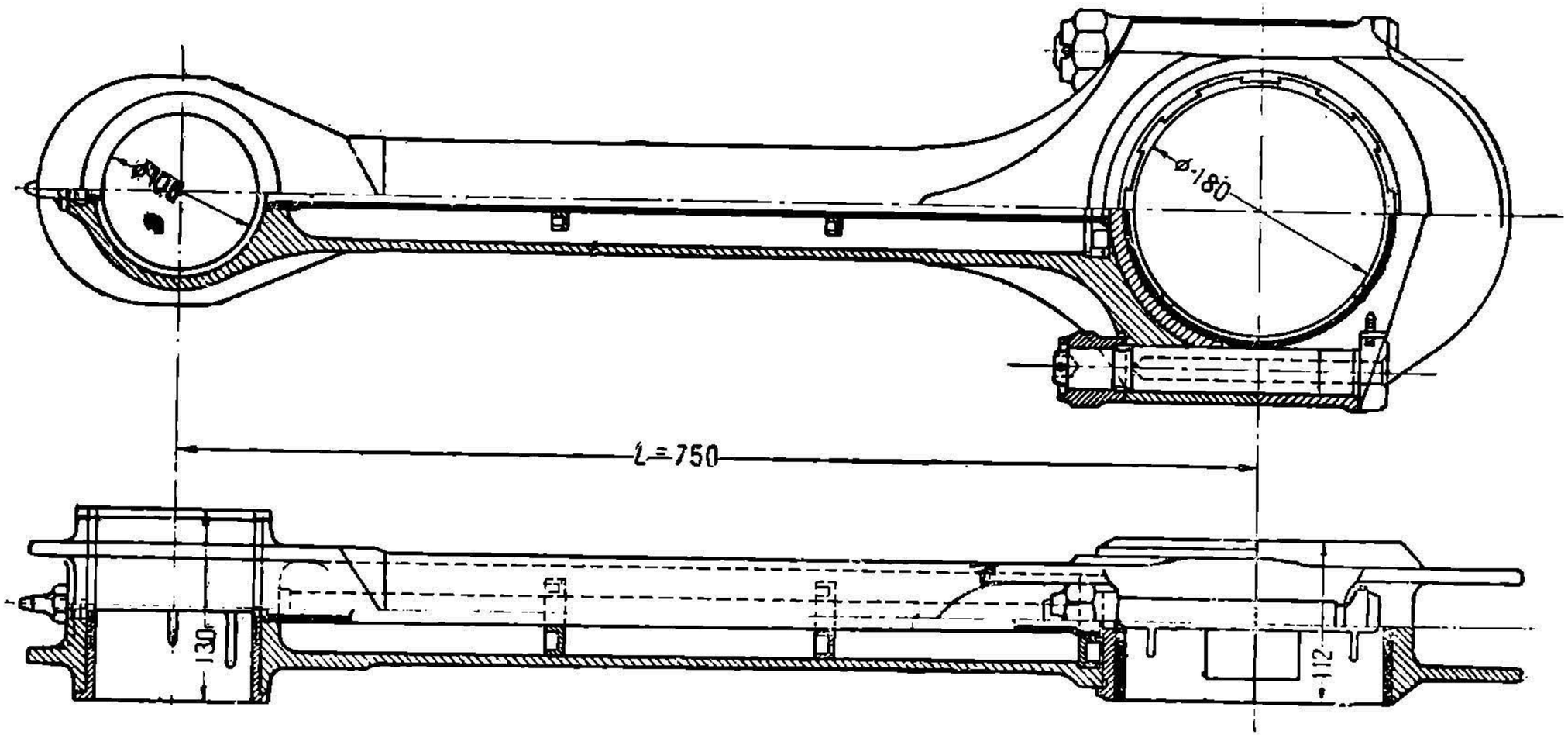


Фиг. 237. Алюминиевый поршень.

Охлаждение дизеля. У двигателя охлаждаются водой рубашки и крышки цилиндров, а также форсунки. Водяной насос приводится непосредственно от вала двигателя. Что же касается рабочих поршней, то они искус-

НВ УДУНТ (ДІІТ)

ственному охлаждению не подвергаются, так как передаваемая каждым из поршней мощность около 100 *л. с.* не развивает такого количества тепла, которое требовало бы искусственного отвода от поршней. Вентиляторное колесо Бетца приводится в движение от самостоятельного электромотора.



Фиг. 238. Шатун.

Испытание двигателя. Двигатель, установленный на тепловозе $О^{эл}$ 6, тоже подвергся детальному испытанию — на станде Коломенского завода, — причем наряду с выяснением характеристики дизеля как тягового двигателя решено было произвести и другие испытания, касающиеся не только двигателя, но и электропередачи его вращающего момента. Испытанию были подвергнуты: рабочие зоны числа оборотов двигателя, рессорная муфта между двигателем и генератором, электрический и воздушный пуск двигателя и нагревание генератора.

Для производства всех этих испытаний была взята полностью дизель генераторная группа, которая была установлена на плите станда по испытанию дизелей.

Нагрузка производилась водяным реостатом и в цепь генератора и его возбудительницы была включена полная тепловозная аппаратура. Общий вид испытательной установки приведен на фиг. 241.

За отсутствием у двигателя индикаторных кранов, индикаторные диаграммы были сняты лишь с одного цилиндра двигателя, приспособленного к спятию диаграммы на Коломзаводе. На фиг. 242—245 приведены индикаторные диаграммы для различного числа оборотов двигателя и разной нагрузки. Наибольшее давление вспышки колеблется около 55 *кг/см²*. Линия расширения на диаграммах при большом числе оборотов получается неплавной, вследствие органического недостатка индикатора.

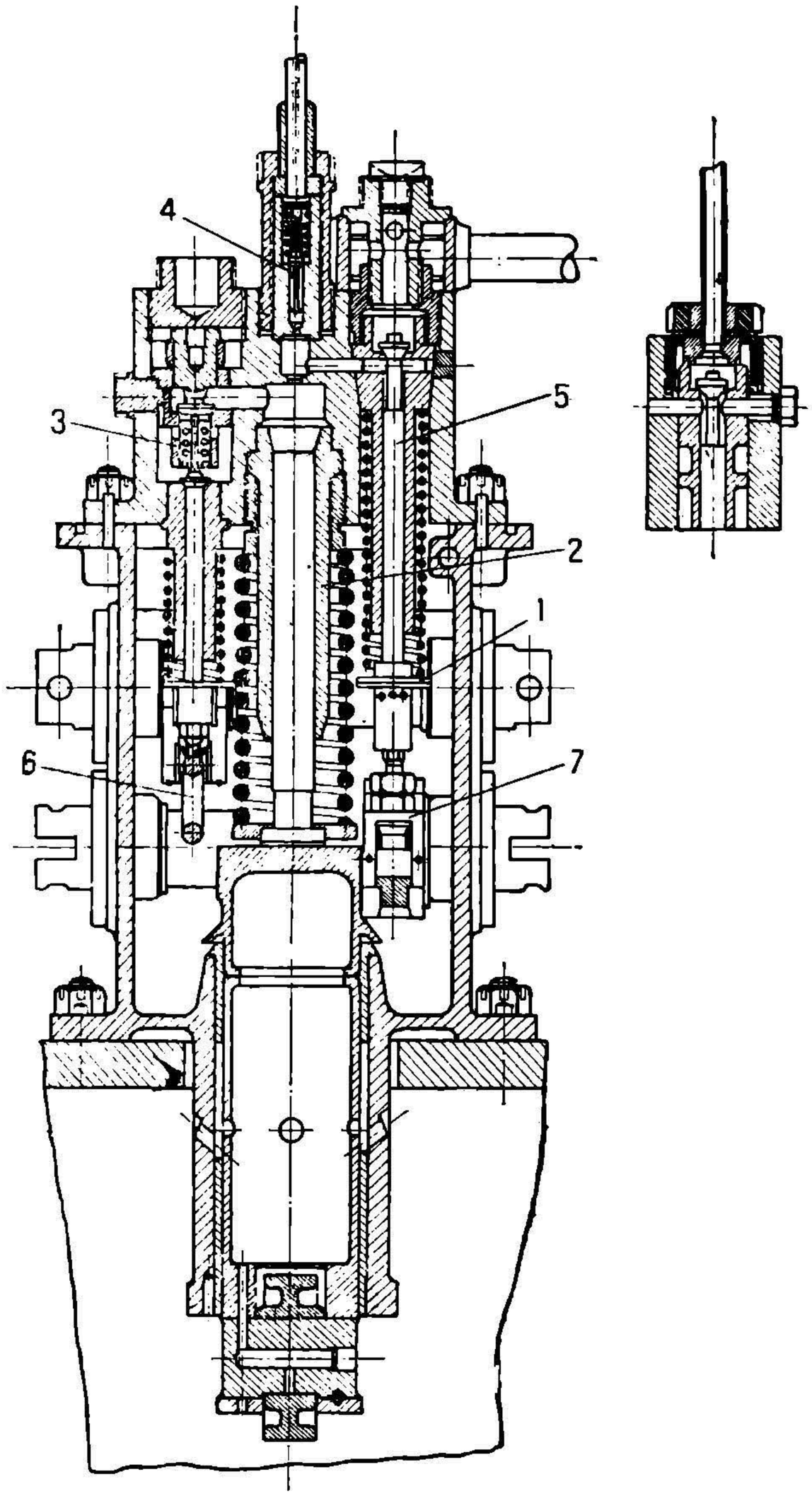
На фиг. 246 приведена зависимость часового расхода топлива от величины подачи топлива σ и от числа оборотов двигателя. Фиг. 247 дает представление об эффективной мощности двигателя от тех же независимых переменных. Механический к. п. д. двигателя, определенный помощью электромотора, приведен на фиг. 248 [1].

---

[1] Более подробные результаты испытания приводятся в статье Н. Г. Лугинина „Тепловоз $О^{эл}$ и его испытание“ в 7-ом сборнике «Локомотивостроение».

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Муфта между двигателем и генератором представляет собой эластичную рессорную муфту, которая поглощает резонансные колебания коленчатого вала двигателя. Муфта построена Коломенским заводом по его чертежам. Как видно из фиг. 249, одна часть муфты, насаженная наглухо на валу дизеля, снабжена двумя рессорами, в то время как другая ее часть, соединенная



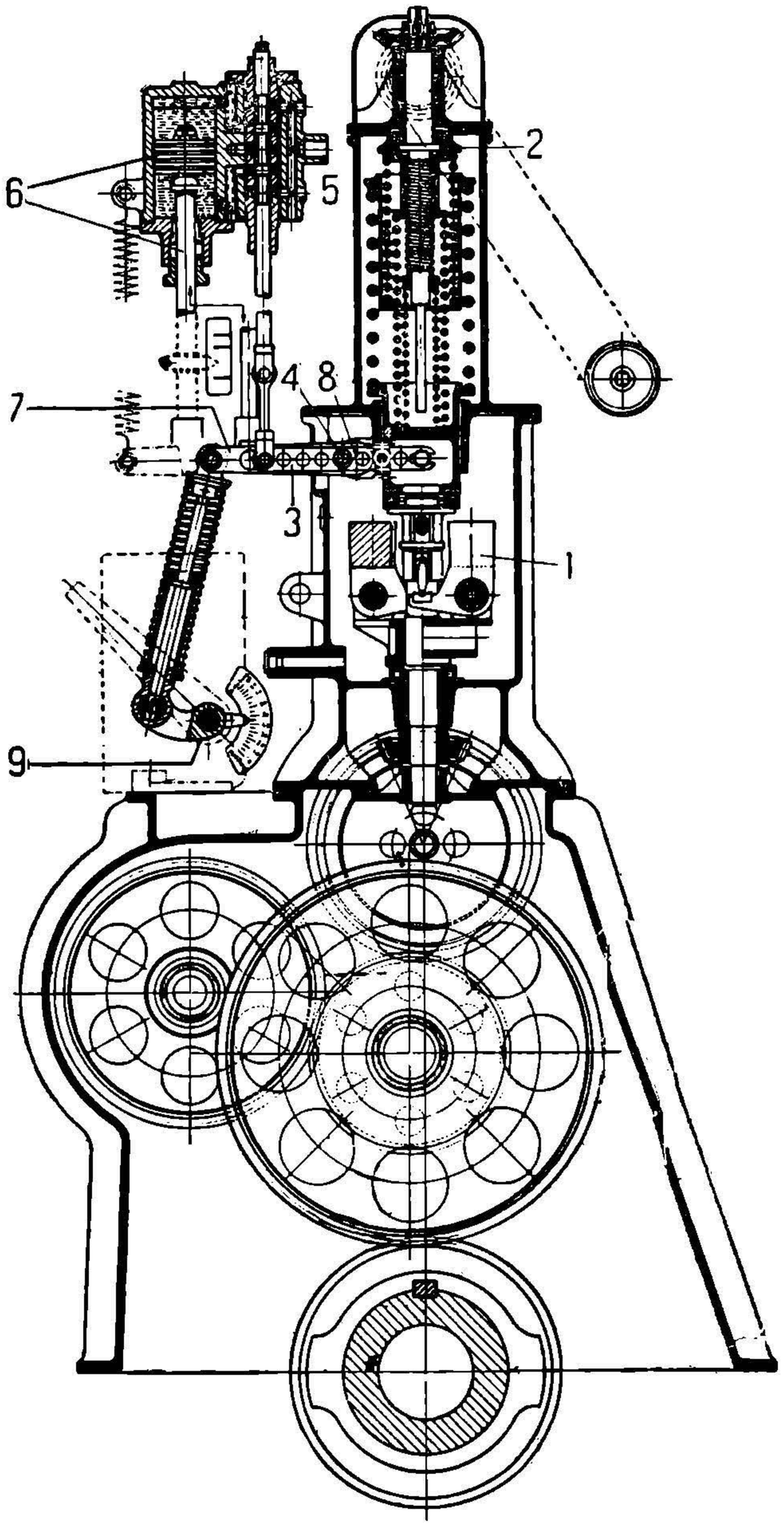
Фиг. 239. Топливный насос двигателя 28/38.
1—поршень топливного насоса, *2*—рабочая полость, *3*—всасывающий клапан, *4*—нагнетательный клапан, *5*—перепускной клапан, *6*—отсекатель всасывающего клапана, регулирующий момент подачи топлива, *7*—отсекатель перепускного клапана, регулирующий наполнение.

с генератором, эластично соединяется с рессорами и имеет кроме того по концам упругие резиновые подушки, которые устраняют динамические удары при резких колебаниях в числе оборотов валов двигателя и генератора.

Электропередача тепловоза осуществляется при помощи одного генератора постоянного тока и одного тягового мотора, установленного на раме тепловоза.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Генератор (фиг. 250) представляет собой восьмиполюсную динамомашину завода Броун-Бовери с независимым возбуждением и с дополнительными коммутационными полюсами. Генератор самовентилируется. Так как генератор служит не только для передачи вращающего момента дизеля, но и для пуска последнего, то для превращения его в электромотор на главных полюсах гене-

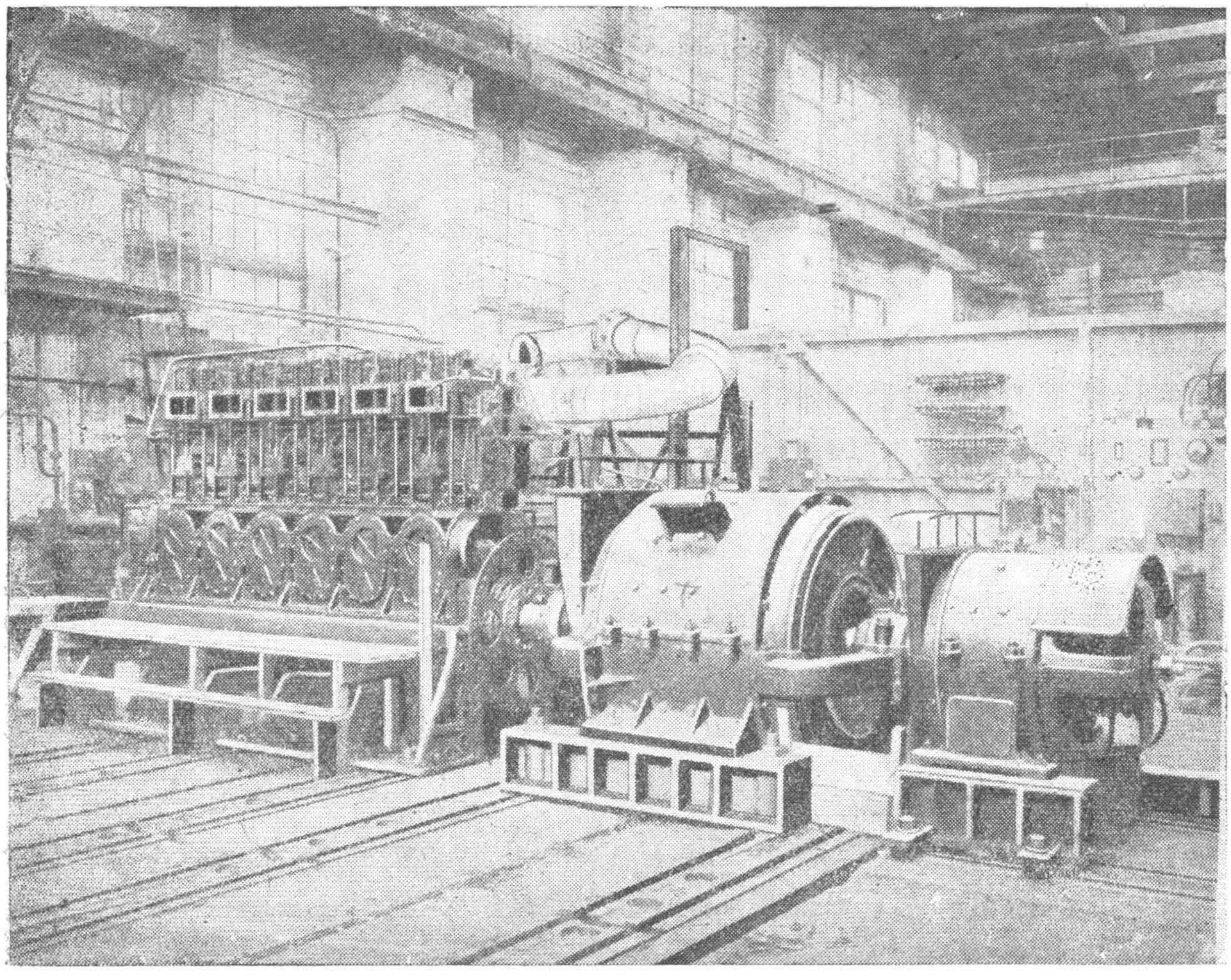


Фиг. 240. Регулятор числа оборотов с серво-мотором.
1—маховые массы, *2*—нажимная шайба, *3*—золотниковый рычаг, *4*—ось золотникового рычага, *5*—золотник, *6*—поршень, *7*—поршневой рычаг, *8*—ось поршневого рычага, *9*—вал, регулирующий наполнение.

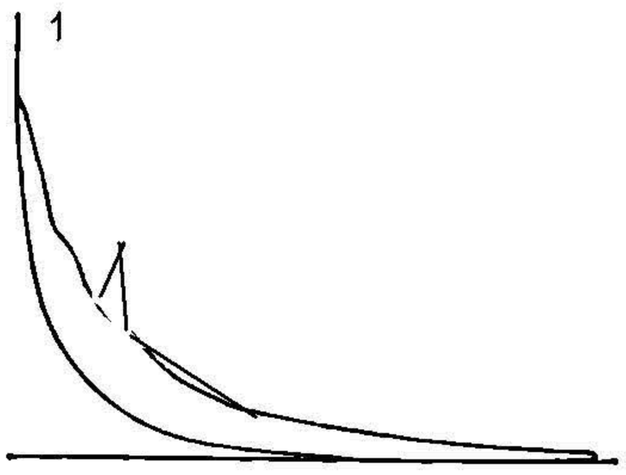
ратора, кроме обмотки возбуждения, имеется еще и сериесная обмотка, через которую во время пуска двигателя в ход пускается ток аккумуляторной батареи.

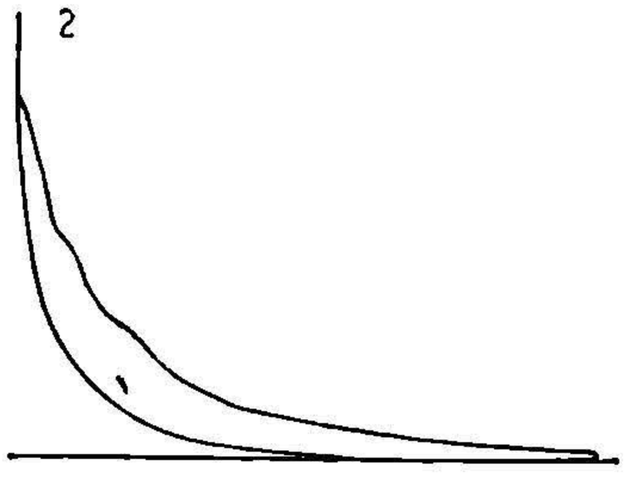
Возбуждение генератора производится от возбудительницы, посаженной на общий вал с генератором и возбуждаемой от аккумуляторной батареи. Регулирование работы генератора производится по схеме Вард-Леонарда.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

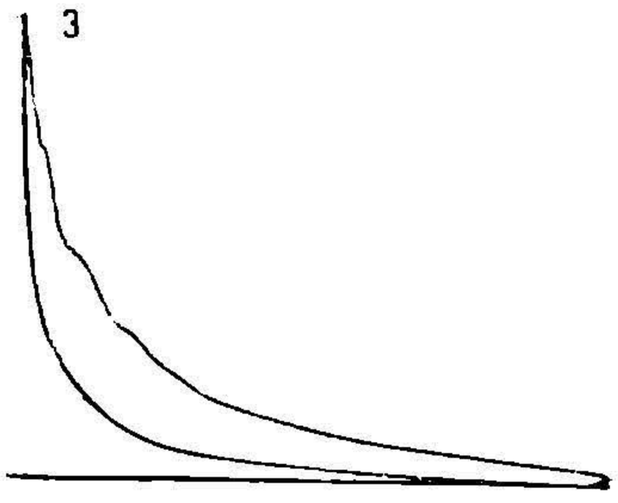


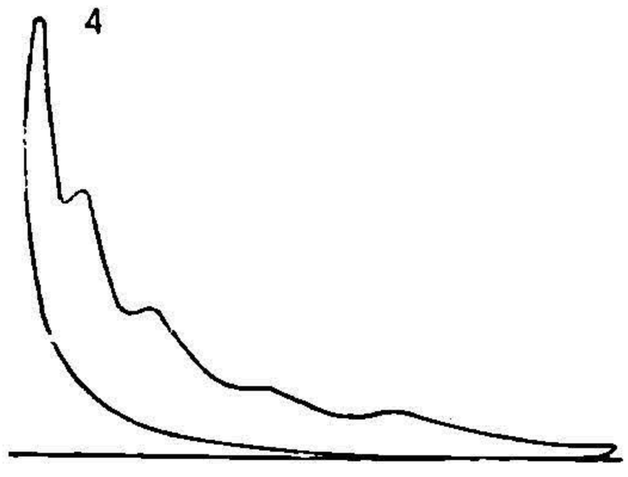
Фиг. 241. Дизельгенераторная группа на испытательном стенде.





1. 50% нагрузки; $n_m = 443$; $p_i = 4{,}11$
2. 75% „ ; $n_m = 443$; $p_i = 5{,}17$
3. 100% „ ; $n_m = 440$; $p_i = 6{,}94$
4. „ „ ; $n_m = 685$; $p_i = 7{,}35$



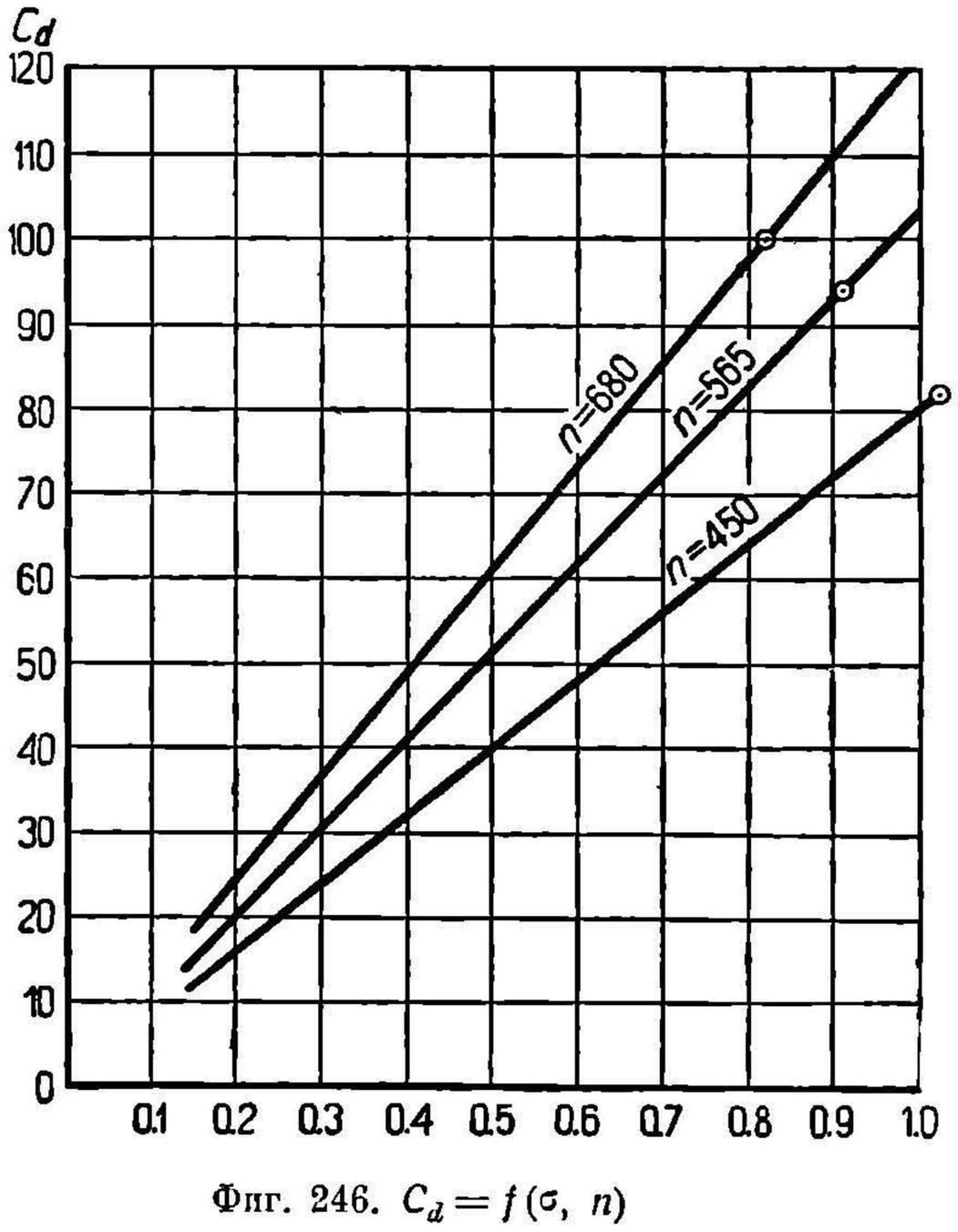


Фиг. 242—245. Индикаторные диаграммы с двигателя 28/38.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тяговой мотор сериесного типа имеет независимое возбуждение для шунтировки поля и электрического торможения. Установка мотора на раме тепловоза потребовала особой опоры, которая в соединении с рамой тепловоза служит помещением для отбойного вала тепловоза

Привод движущих осей тепловоза осуществляется при помощи зубчатой передачи между валом мотора и отбойным валом тепловоза и дышловой передачи, состоящей из шатуна и спарников. Для ослабления динамического воздействия зубцов передачи друг на друга зубчатое колесо отбойного вала имеет пружинящий венец, благодаря которому при ударах возможно некоторое угловое перемещение зубчатых колес друг относительно друга без перемещения их венцов. Во избежание преждевременного износа зубчатых венцов, зубчатая передача заключена в кожух, заполненный маслом.



Фиг. 246. $C_d = f(\sigma, n)$

Дышловая передача представлена на фиг. 251—252. Необходимость соблюдения определенного соотношения (передаточного числа между оборотами мотора и отбойного вала потребовала установления и определенного диаметра зубчатого колеса отбойного вала. Это же последнее обстоятельство вызвало повышение геометрической оси отбойного вала относительно линии центров движущих осей. Вместе с тем нахождение отбойного вала в надрессорной части тепловоза поставило его в неодинаковые условия работы по сравнению с движущими осями тепловоза, которые получают от неровностей пути вертикальные перемещения. Вследствие того шатун, если бы он был надет своим вторым концом на палец ведущей оси непосредственно, испытывал бы перенапряжения как от сжатия, так и от растяжения при вертикальном перемещении центра ведущей оси. Произведенным подсчетом установлено, что, при вертикальном перемещении центра ведущей оси на 45 *мм*, шатун может подвергнуться как удлинению, так и укорочению на 2,8 *мм*. Такие деформации характеризуются напряжением в 2090 *кг/см*^{2} на растяжение и в 1700 *кг/см*^{2} на сжатие. Для устранения такого явления шатун соединен не с пальцем ведущей оси, а со вторым спарником, причем центр головки шатуна смещен в отношении цапфы кривошипа ведущей оси на 219 *мм* по горизонтальному направлению и на 55 *мм* по вертикальному направлению, в то время когда движущие оси находятся в растянутом положении. Такое смещение значительно уменьшило величину деформации шатуна и ограничило его пределом в 1,27 *мм*, понизив одновременно и напряжения на сжатие и растяжение.

Испытание тепловоза на заводе постройки не производилось и должно осуществиться в пути. Таким образом тяговая характеристика тепловоза еще не выявлена.

При сопоставлении сцепного веса тепловоза с наибольшей мощностью двигателя на валу имеем

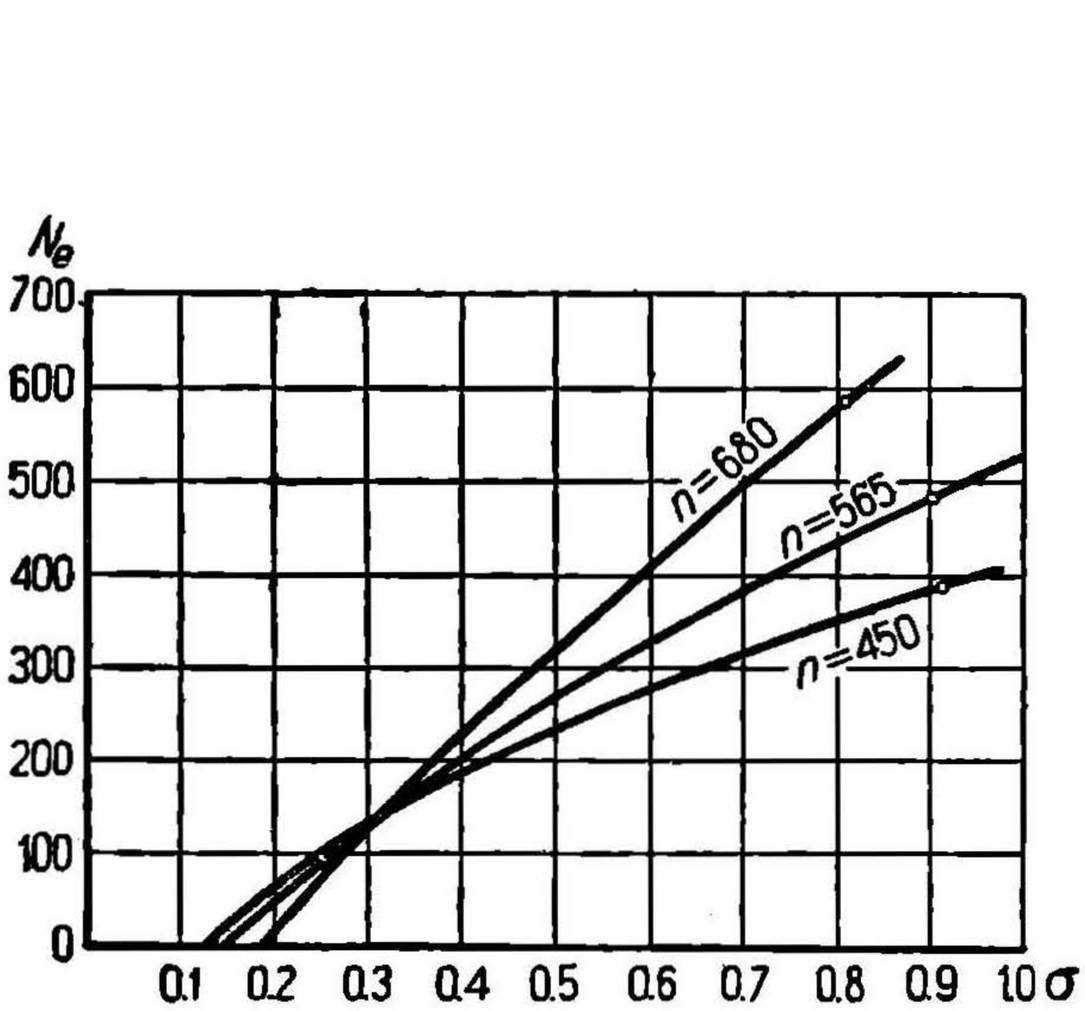
$$\beta = \frac{650}{71{,}2} = 9{,}1 \ л.\ с./т.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

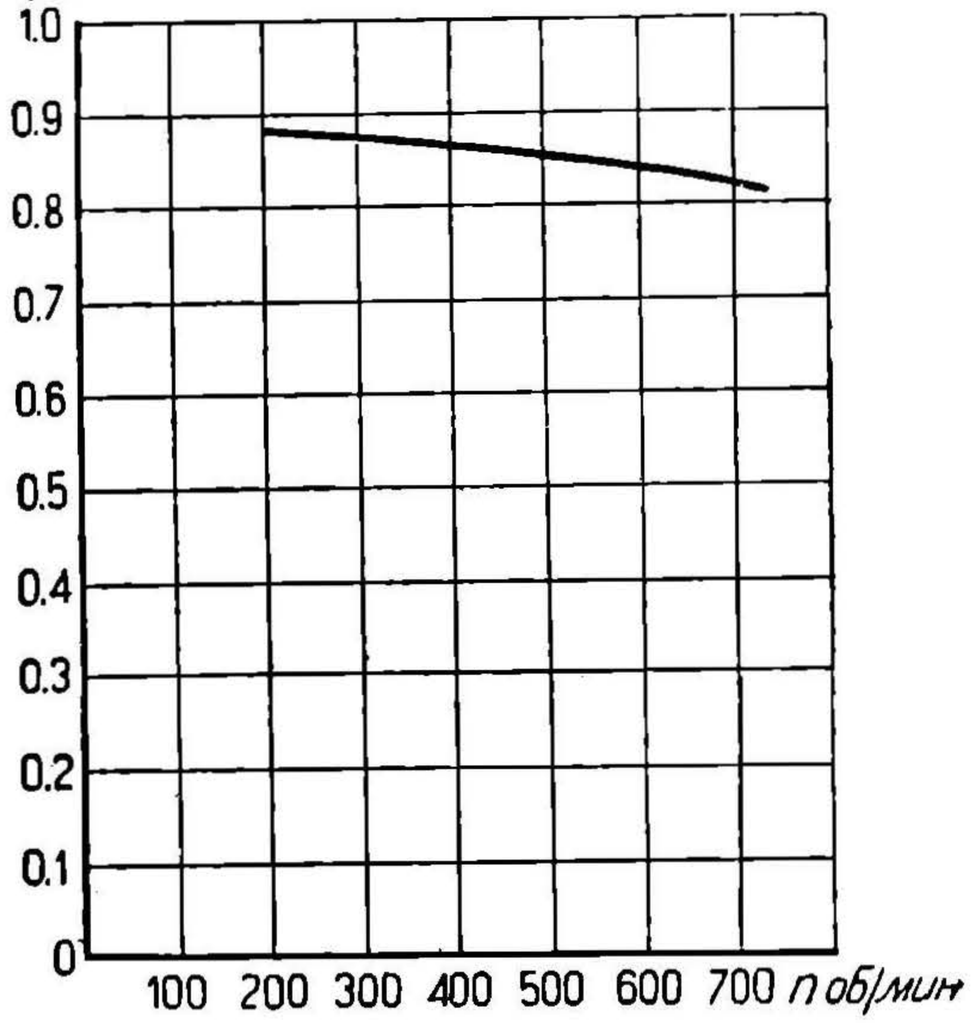
Такое значение β соответствует V_{min} равной 10,5 *км/час* и указывает на маневровый тип рассматриваемого тепловоза.

Тепловоз О^{эл}7 типа 1—4$_0$—0 (фиг. 253). Этот тепловоз построен в целях сравнения группового привода осей с индивидуальным и выполнен, как уже отмечалось выше, по проекту, параллельному с проектом предыдущего тепловоза и составленному тем же Тепловозным бюро НКПС.

Коломенский завод, который детально разработал проект этого тепловоза, выпустил последний в конце 1930 г., получив так же, как и для предыдущего тепловоза, двигатель завода МАН и электрооборудование с завода Броун-Бовери. Основные размеры тепловоза в целях удобства сравнения его с тепловозом О^{эл}6



Фиг. 247 $N_e = f(\sigma, n)$



Фиг. 248 $\eta_m = f(\sigma, n)$

приведены в табл. XII. Схематический чертеж тепловоза приведен на фиг. 253. В отличие от тепловоза О^{эл}6, тепловоз О^{эл}7 имеет лишь один бегунок типа Бисселя. Вместо одного тягового мотора на тепловозе О^{эл}7 подвешено четыре, и холодильник тепловоза О^{эл}7 снабжен вентилятором с вертикальным валом, а не горизонтальным, как это сделано на тепловозе О^{эл}6.

Дизельгенераторная группа, а также и остальные детали аппаратуры тепловозов О^{эл}6 и О^{эл}7 являются одинаковыми.

Тяговые моторы. Обращаясь к основному отличию тепловоза О^{эл}7 от тепловоза О^{эл}6, а именно к его тяговым моторам, необходимо прежде всего отметить мощность. В то время как часовая мощность тягового мотора тепловоза О^{эл}6 составляет 350 kW, общая мощность тяговых моторов тепловоза О^{эл}7 равна 560 kW, превышая, таким образом, первую мощность в 1,6 раза. Сопоставим ту и другую мощность с мощностью двигателя на валу, которую, ради осторожности, примем в 600 *л. с.* При к. п. д генератора, равном 0,93, мощность, передаваемая на его зажимы, получается равной 558 *л. с.* или 410 kW. Если у тепловоза О^{эл}6 мотор взят меньшей мощности, чем это необходимо по двигателю, то для тепловоза О^{эл}7 мощность моторов получается преувеличенной. В целях очевидного однообразия тяговых моторов тип их для О^{эл}7 взят тот же, что и для тепловоза Э^{эл}5 — часовой мощностью в 140 kW. Моторов такого типа для О^{эл}7 достаточно было взять три, а не четыре. Таким образом тепловоз О^{эл}7, который из-за индивидуального привода должен был оказаться и так тяжелее, чем тепловоз О^{эл}6, утяжелен еще более одним лишним тяговым мотором. Это обстоятельство при взятом типе тепловоза 1—4$_0$—0 с меньшим числом осей, чем у тепловоза О^{эл}6,

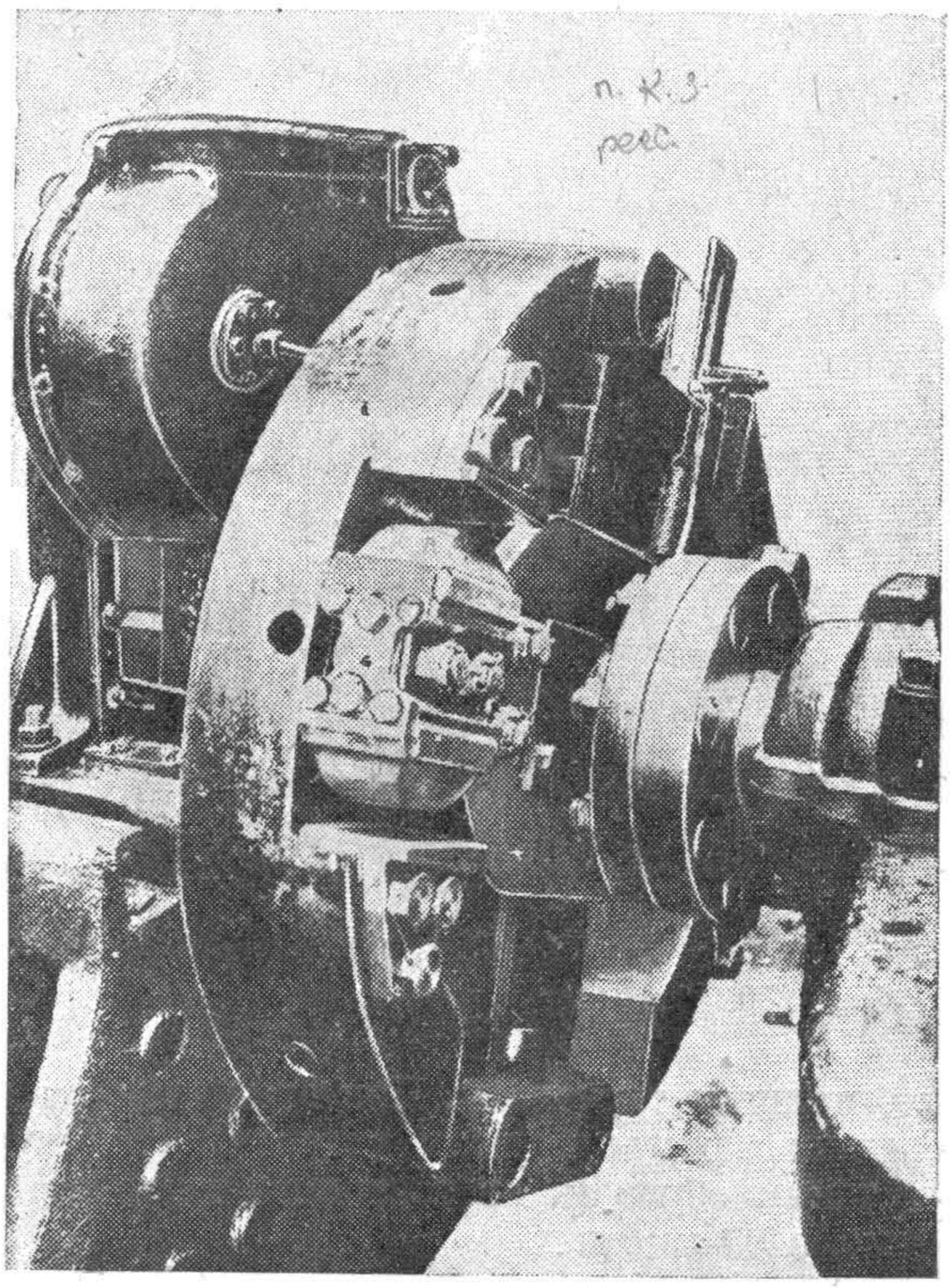
НБ УДУНТ (ДІІТ)

вызывало повышение нагрузки на ось и увеличило сцепной вес тепловоза до 84,4 *т*. Вследствие этого величина β получилась равной

$$\beta = \frac{650}{84{,}4} = 7{,}7 \ \ л.\ с./т,$$

свидетельствуя, таким образом, о нецелесообразно большом сцепном весе тепловоза.

Имея в виду отмеченное выше несоответствие тепловозов друг другу по мощности их тяговых моторов, надо признать, что сравнение при таких условиях



Фиг. 249 Муфта между дизелем и генератором тепловоза О^{эл}6.

работы обоих тепловозов для выяснения преимуществ того или другого привода осей будет делом чрезвычайно сложным и вряд ли удачным.

Электрическая схема тепловоза очень близка по своему осуществлению к схеме тепловоза Э^{эл}5 и потому не приводится.

Испытание тепловоза производилось только в пути и результаты опытов полностью неизвестны.

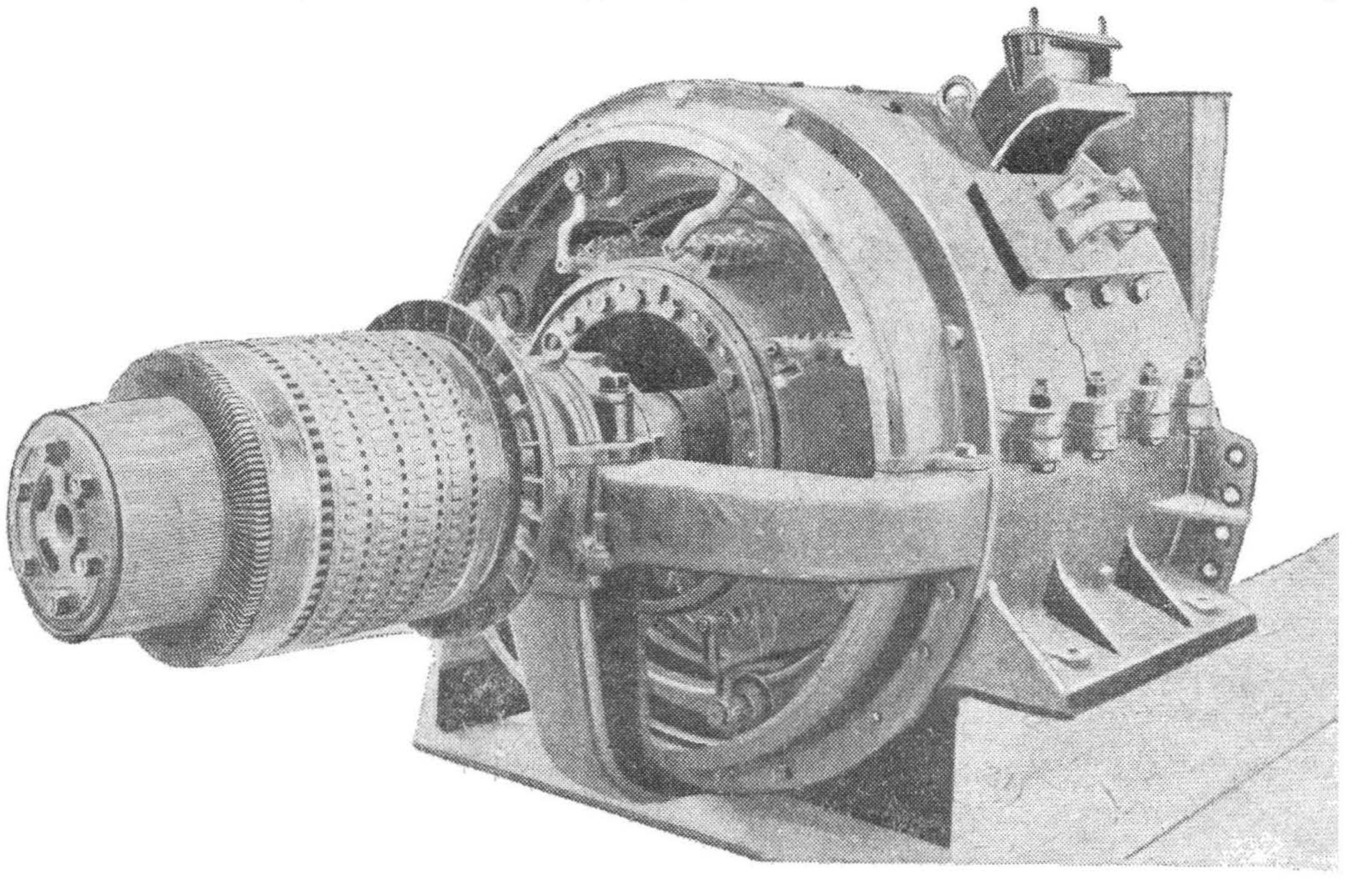
В самое последнее время для облегчения тепловоза решено было снять с одной из его осей тяговый мотор. Однако такая мера сопряжена с затруднением в отношении правильного распределения нагрузки на движущие оси. При неблагоприятном разрешении этого вопроса она может вызвать неравномерное распределение работы между тяговыми моторами, и, как следствие этого, их повреждение.

Заканчивая на этом перечень тепловозов с электропередачей, построенных в СССР, необходимо отметить, что этим не исчерпывается еще опытная постройка тепловозов с такой передачей.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В постройке находится в настоящее время следующий тепловоз с электропередачей [1].

Тепловоз типа $2-4_0-1+1-4_0-2$ является сдвоенным локомотивом, состоящим из тепловозов типа $2-4_0-1$. Тепловоз будет иметь двигатель Коломзавода типа МАН 45/42 с механическим распыливанием топлива. Электрическая схема разработана таким образом, чтобы тепловоз мог управляться с одного поста двумя составными единицами и чтобы составные единицы могли работать и как самостоятельные тепловозы. При этом имеется в виду возможность смены зубчатой передачи между тяговыми моторами и движущими осями тепловоза с переходом, таким образом, от товарного тепловоза к пассажирскому с предельной скоростью в 90 *км/час*.



Фиг. 250. Генератор с возбудителем тепловоза $O^{el}6$.

Тепловозы в Западной Европе

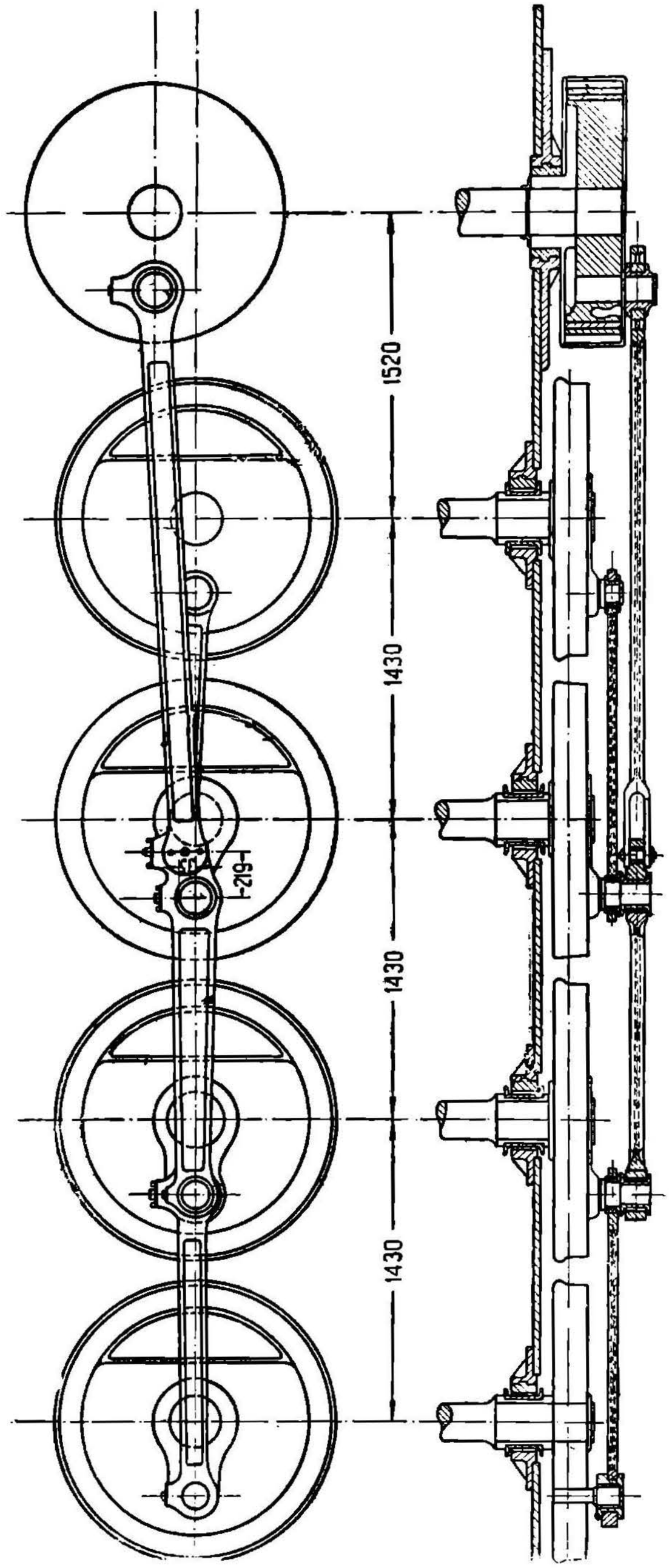
Из стран западной Европы Франция начала первая строить тепловозы с электропередачей, но ограничилась во время войны 1914—1918 г. лишь постройкой небольших узкоколейных мотовозов с электропередачей завода Кроша [2] мощностью в 120 *л. с.* Эти, а также и другие, более мелкие мотовозы Франции [3], имеют карбюраторные двигатели. Лишь в самое последнее время во Франции построены сравнительно мощные тепловозы [4]: один пассажирский—мощностью в 920 *л. с.*, один для смешанных поездов—мощностью в 750 *л. с.* и три маневровых мощностью по 600 *л. с.* Два первых тепловоза предназначены для работы на Алжирских ж. д.

Несколько позднее (1917 г.) стали строиться мотовозы той же мощности в 120 *л. с.*, но уже с дизелями, в Швеции — заводом DEVA (Diesel Elektriska Vagen-Aktienbolaget). Постепенно завод начал увеличивать мощность локомотивов

---

[1] Тепловоз в ближайшее время должен быть выпущен с завода.
[2] Ю. Ломоносов, Тепловоз Ю 001. Берлин. 1925, стр. 11—12.
[3] Franco Labriyn, Verbrennungs Motor-Lokomotiven und Triebwagen. Haag. 1932, стр. 110—114.
[4] New Diesel — Locomotive for the P.L.M. Supplement to the Railway Gazette, September 8 1933, стр. 368—370.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 251—252. Дышловая передача тепловоза О^{3}6.

и довел в настоящее время постройку мотовозов мощностью до 500 *л. с.* Построенные заводом локомотивы работают как на шведских ж. д., так и на дорогах Туниса и Дании [1].

В Швейцарии постройка тепловозов с электропередачей ведется и исключительно на экспорт. Построенные в Швейцарии тепловозы работают в Тунисе, в Аргентине, в Сиаме и в Манчжурии. Некоторые из них ниже описываются.

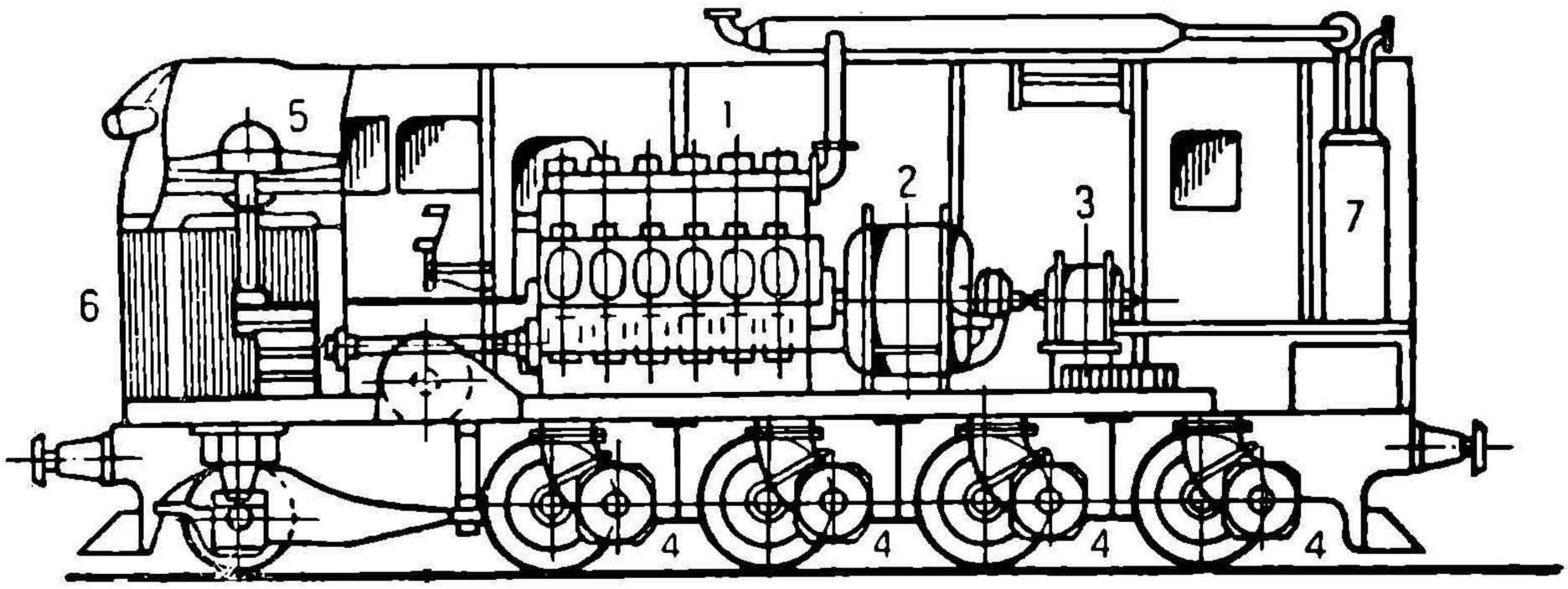
[1] Franco-Labriyn, Verbrennungs Motor-Lokomotiven und Triebwagen. Haag. 1932, стр. 114—120.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Германия построила несколько тепловозов с электропередачей по заказам СССР и Японии. Первые из них уже описаны, японские же описываются ниже.

В Австрии имеется лишь мотовоз[1] мощностью 225 *л. с.*, весом 37 *т*.

В Италии построено два легких тепловоза мощностью в 440 и 400 *л. с.*



Фиг. 253. Тепловоз $О^{эл}$ типа $1—4_0—0$ с электропередачей.

типа $0—2_0+2_0—0$, первый с двухтактным двигателем завода Фиат и весом в 46,2 *т* и второй с четырехтактным двигателем завода Този и весом в 60 *т*.

В Голландии работают лишь мотовозы мощностью в 150 *л. с.*, переделанные из аккумуляторных локомотивов.

В Англии была сделана попытка переделать электровоз в тепловоз[2]. В результате этой переделки получился тепловоз на двух двухосных тележках, на которых установлен 1000-сильный дизель Бирдмор, работающий с переменным числом оборотов. Четыре тяговых мотора подвесного типа работают на каждую из осей тепловоза с передаточным числом 1 : 4,5. Сцепной вес тепловоза равен 90 *т*. В виде проекта имеется предложение заменить электротягу в пригородном движении на Южной ж. д. тягой тепловозной с электропередачей, помощью тепловозов мощностью в 900 *л. с.*[3]

В самое последнее время в Англии построен для смешанного графика тепловоз с электропередачей типа $1—3_0—1$ с двигателем Армстронг — Зульцера мощностью 800 *л. с.*[4]

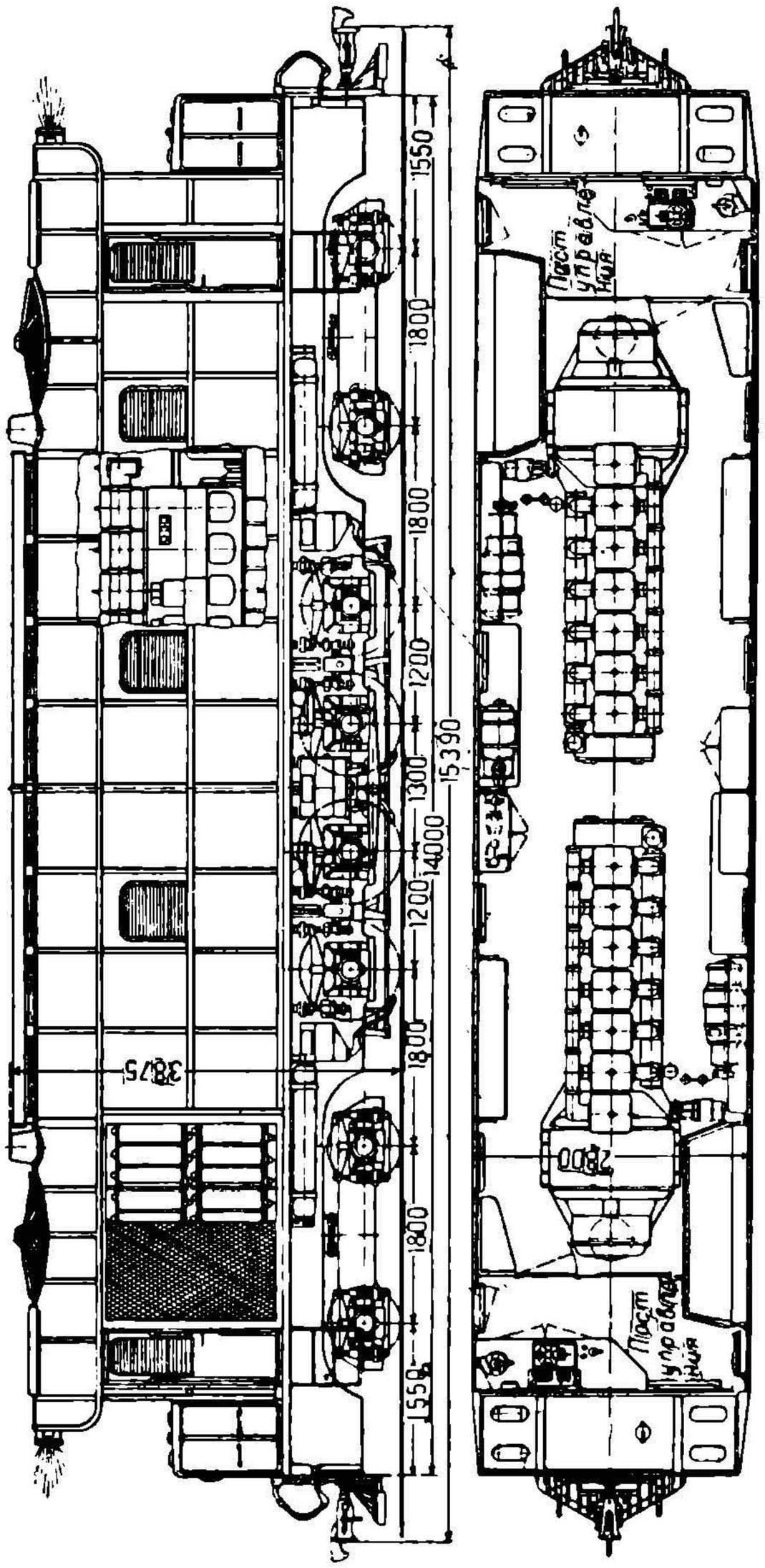
Из западно-европейских стран наибольшую инициативу в постройке тепловозов с электропередачей проявила Дания. После постройки ряда мелких единиц мощностью от 250 до 450 *л. с.* и весом от 44 до 55 *т*, которые были выполнены заводами: Бурмайстер и Вайн в Копенгагене и Фрикс в Ааргусе, датскими государственными дорогами были заказаны последнему заводу 2 тепловоза мощностью по 1000 *л. с.* каждый. Основными предпосылками для заказа этих тепловозов послужили следующие обстоятельства. Участок от Падборга до Фридрихсгафена протяжением в 450 *км* имеет три головных станции. Обслуживание его при таких условиях паровозами, которые необходимо поворачивать, вызывает или задержку поезда или же необходимость увеличения числа паровозов. Замена в таком случае паровозов тепловозами с двумя постами управления устранила отмеченные затруднения. Кроме того тепловоз на всем протяжении обслуживаемого участка не требует дополнительного набора топлива[5].

---

[1] O. Nebesky, Elektrotechnick und Maschinenbau. 1928. № 52, стр. 1193.
[2] Franco-Labriyn, Verbrennungs Motor-Lokomotiven und Triebwagen. Haag. 1932, стр. 95—96.
[3] The Oil Engine and the Railways. C. I. Hyde Trutch. The Journal at the Institut of Transport. 1931. Feb. стр. 170—204.
[4] Universale Diesel Locomotive For British Conditions. Diesel Railway Traction Supplement to the Railway Gazette 1933, 3 November, стр. 668—670.
[5] Franco-Labriyn, Verbrennungs Motor-Lokomotiven und Triebwagen. Haag. 1932, стр. 126.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тепловоз типа 2—4_0—2 в Дании построен для обслуживания скорых поездов [1] и имеет совершенно симметричную конструкцию (фиг. 254) с двумя одинаковыми дизельгенераторными группами, расположенными по оси тепловоза. Основные размеры тепловоза приведены на табл. XIV Дизельгенераторные группы имеют каждая свою фундаментную стальную плиту и между дизелем и генерато-



Фиг. 254. Тепловоз датских ж. д. типа 2—4_0—2 с электропередачей.

ром нет гибкой муфты. Они соединены валами через фланец жестко. Работа дизеля при этом происходит на определенных скоростях при 350, 500 и 600 об/мин. Передняя и задняя тележки тепловоза являются стандартными паровозными тележками, благодаря которым тепловоз легко вписывается в кривые радиусом в 90 *м*. Как оси тележки, так и оси движущие, имеют роликовые подшипники.

Двигатели тепловоза завода Фрикс являются четырехтактными, бескомпрессорными дизелями с максимальным числом 600 об/мин, при котором двигатели развивают 500 *л. с.* Пуск двигателей производится от их генераторов,

[1] Diesel Electric Locomotives for Denmark. The Railway Gazette, 1932, № 12. VIII, стр. 194—196.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

т. е. электрическим путем. Конструкция дизелей не является облегченной, так как крышки и поршни цилиндров чугунные. Охлаждение двигателя водяное с боковыми и верхними холодильниками, снабженными вентиляторными колесами с вертикальными валами.

Электропередача тепловоза осуществляется таким образом, что каждый генератор питает два тяговых мотора, которые могут включаться как параллельно, так и последовательно.

Конструкция генераторов и моторов отвечает всем требованиям, предъявляемым к тепловозу при работе его на больших скоростях. Тяговые моторы подвесного типа.

Оценивая тепловоз с точки зрения отношения мощности его к весу, необходимо отметить излишний вес; объясняется это несомненно сравнительно тяжелыми двигателями, установленными на тепловозе.

Тепловозы в Америке

САСШ, по сравнению с другими странами, обладает в настоящее время наибольшим количеством тепловозов с электропередачей. По докладу A. R. A. Committee[1], развитие мотовозов и тепловозов с электропередачей в САСШ началось с 1925 г., когда было построено четыре единицы общей мощностью в 2000 *л. с.* В 1929 г. их значится уже 47 с общей мощностью в 23 000 *л. с.*; в 1930 г. — 100 локомотивов мощностью в 36 000 *л. с.* и в 1932 г. — 125 единиц мощностью в 48 000 *л. с.* Таким образом средняя мощность таких локомотивов в САСШ составляет около 400 *л. с.* Наиболее распространенным локомотивом из их общего числа является мотовоз мощностью в 300 *л. с.* при весе его в 54 *т* и типе $0—2_0+2_0—0$, т. е. имеющий ходовую часть в виде двух двухосных тележек. Постройка этих локомотивов начата была заводом American Locomotive Company (ALC); двигатели ставились заводом Инджерсол Рэнд (Ingersoll Rand) и электрооборудование—General Electric Company (GEC). Основная характеристика мотовоза приведена в табл. XIV.

На основе конструкции этого 300-сильного мотовоза те же три завода стали позднее строить 600-сильные тепловозы с двумя одинаковыми двигателями Инджерсол Рэнд по 300 *л. с.* каждый.

Тепловоз типа $0—2_0+2_0—0$ этих заводов предназначен для маневровой работы и имеет тележечную ходовую часть. Схематический чертеж этого тепловоза приведен без ходовой части на фиг. 255. Основная характеристика тепловоза приведена в табл. XIV. Два 300-сильные двигателя соединены непосредственно со своими генераторами, посылающими ток в четыре подвесных мотора, работающих на каждую из осей тепловоза.

Двигатели тепловоза являются шестицилиндровыми, четырехтактными, бескомпрессорными дизелями простого действия, общий вид которых, вместе с генератором, приведен на фиг. 256. Отличительной особенностью этих дизелей, разрез по цилиндру которых приведен на фиг. 257, является общий топливный насос для всех цилиндров с распределителем специальной конструкции.

Камера сгорания каждого цилиндра снабжена расположенными друг против друга форсунками по системе Price Rathbuhn.

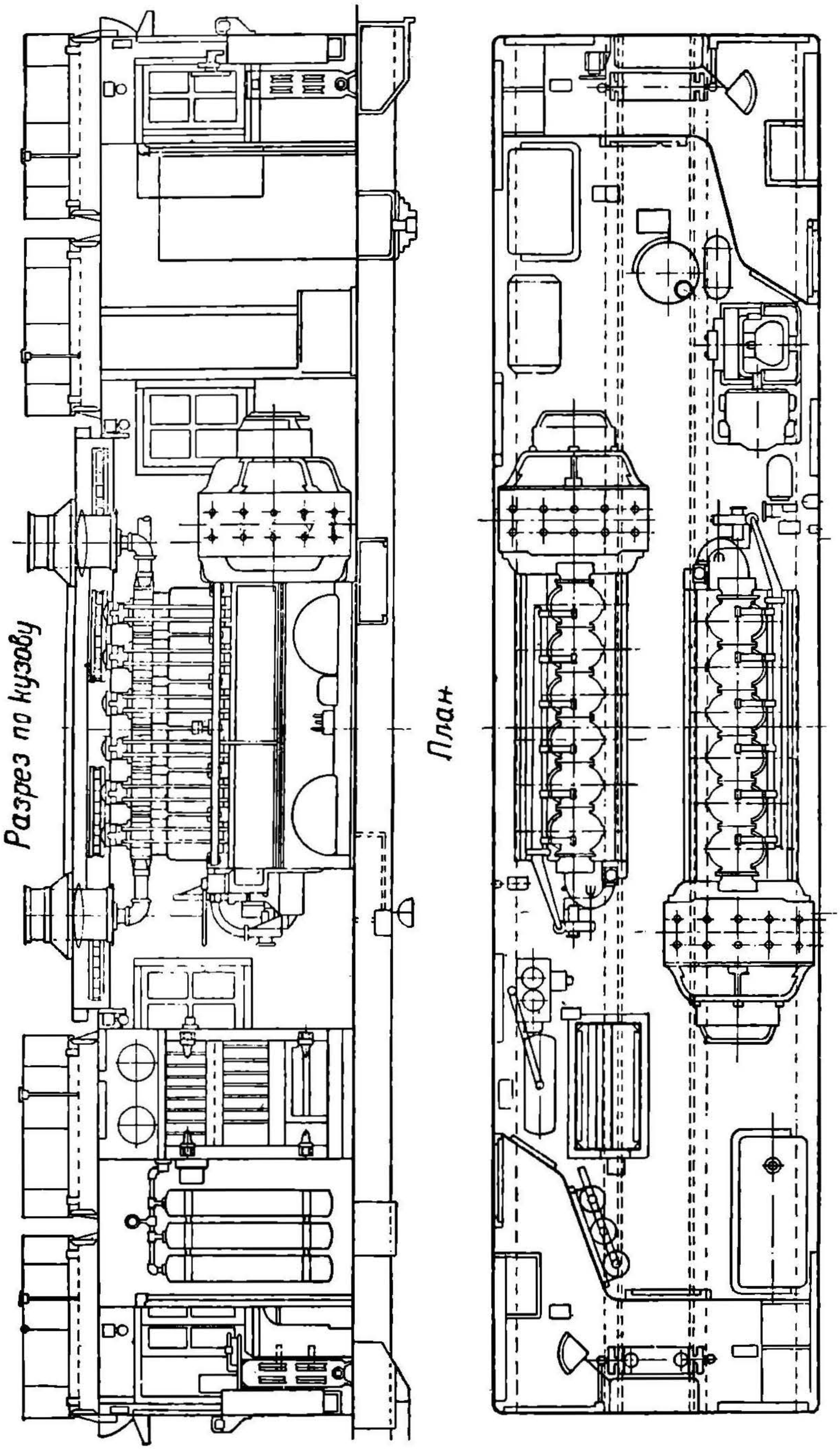
Для водяного охлаждения цилиндров двигателя на крыше тепловоза расположены холодильники, не имеющие вентиляторов, ввиду маневровой работы тепловозов.

Генератор мощностью 200 kW и напряжением в 600 V является шестиполюсной динамомашиной постоянного тока с компаундной обмоткой и независимым возбуждением. Схема управления осуществляется по Лемпу.

Тяговые моторы, мощностью по 200 *л. с.* каждый, рассчитаны на напряжение в 600 V. Они объединены попарно и включаются на последовательное соединение до скоростей в 7—8 *км/час* и на параллельное — при больших скоростях. Преувеличенная по сравнению с мощностью генераторов мощность

[1] A. R. A. Report on Oil Electric Locomotives Railway. Mechanical Engineer, 1932, № 8, стр. 308.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



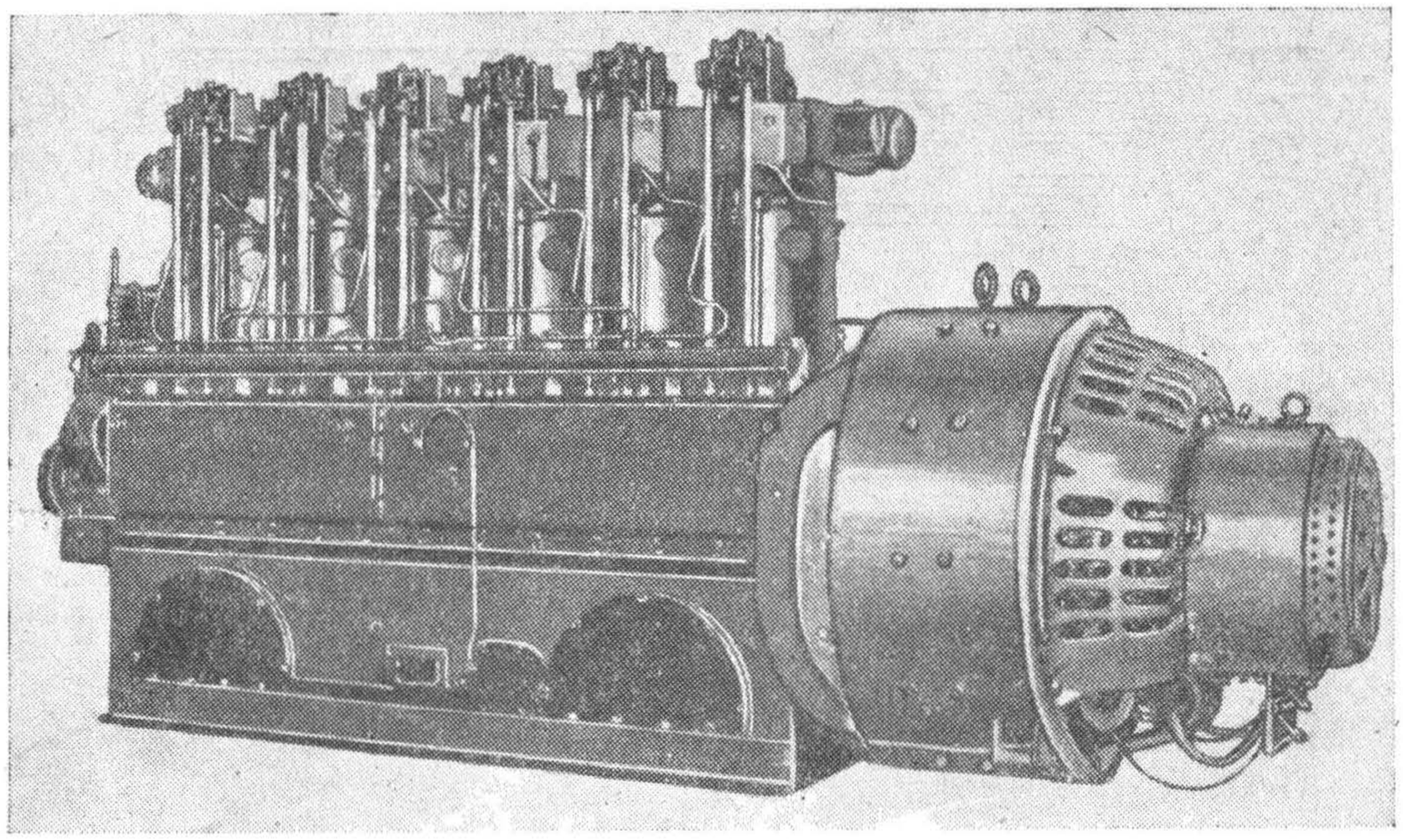
Фиг. 255. Тепловоз САСШ типа $0—2_0+2_0—0$ с электропередачей.

тяговых моторов взята, повидимому, по соображениям большей надежности их в работе.

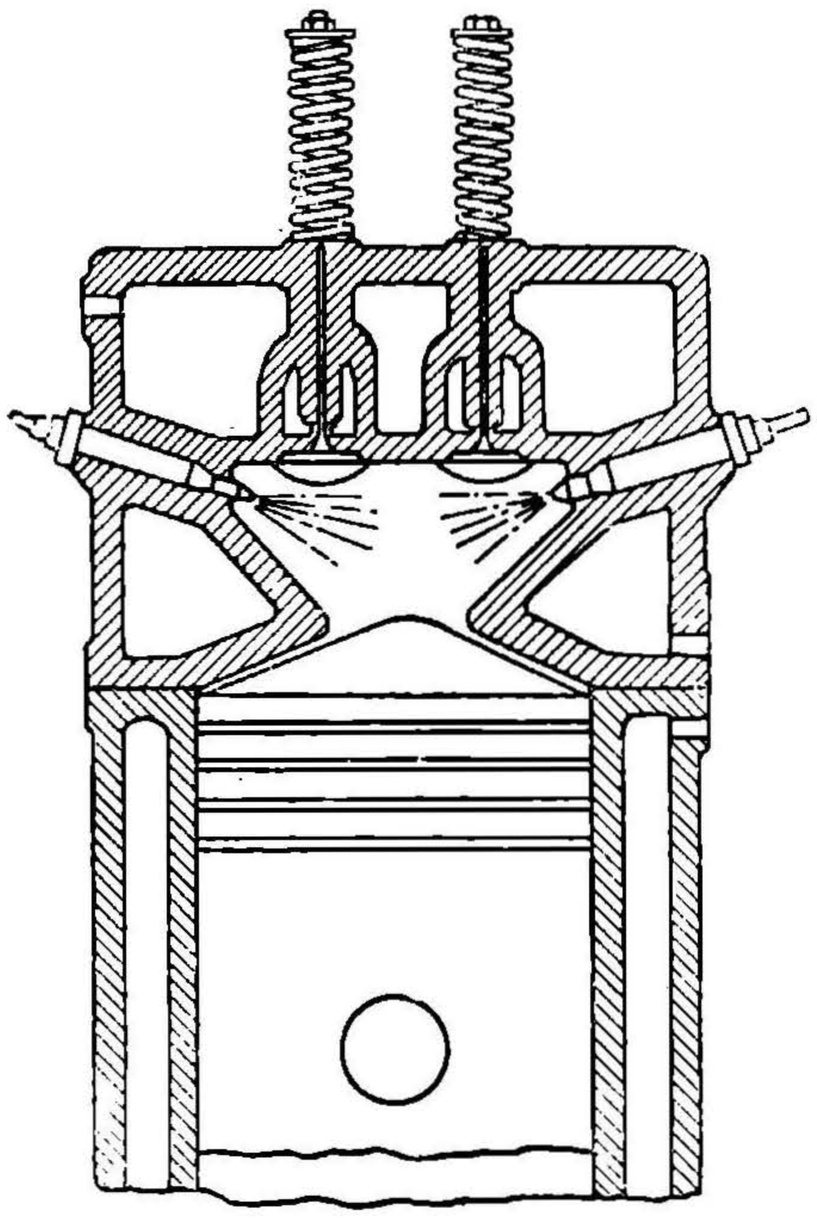
Значительный вес двигателей, составляющий 17,5 *т* при удельном весе их в 29,3 *кг/л. с.*, делает вес тепловоза также довольно значительным с нагрузкой на ось в 22,5 *т*. Наилучшее использование тепловоза поэтому получается на скоростях от 5 до 10 *км/час*, когда между мощностью двигателя и сцепным весом тепловоза достигается гармоничное сочетание.

Тепловоз типа 2—4_0—2, построенный теми же заводами, что и предыдущий, для дороги Нью-Йорк Централь, имеет уже один двигатель. Это шестицилиндро-

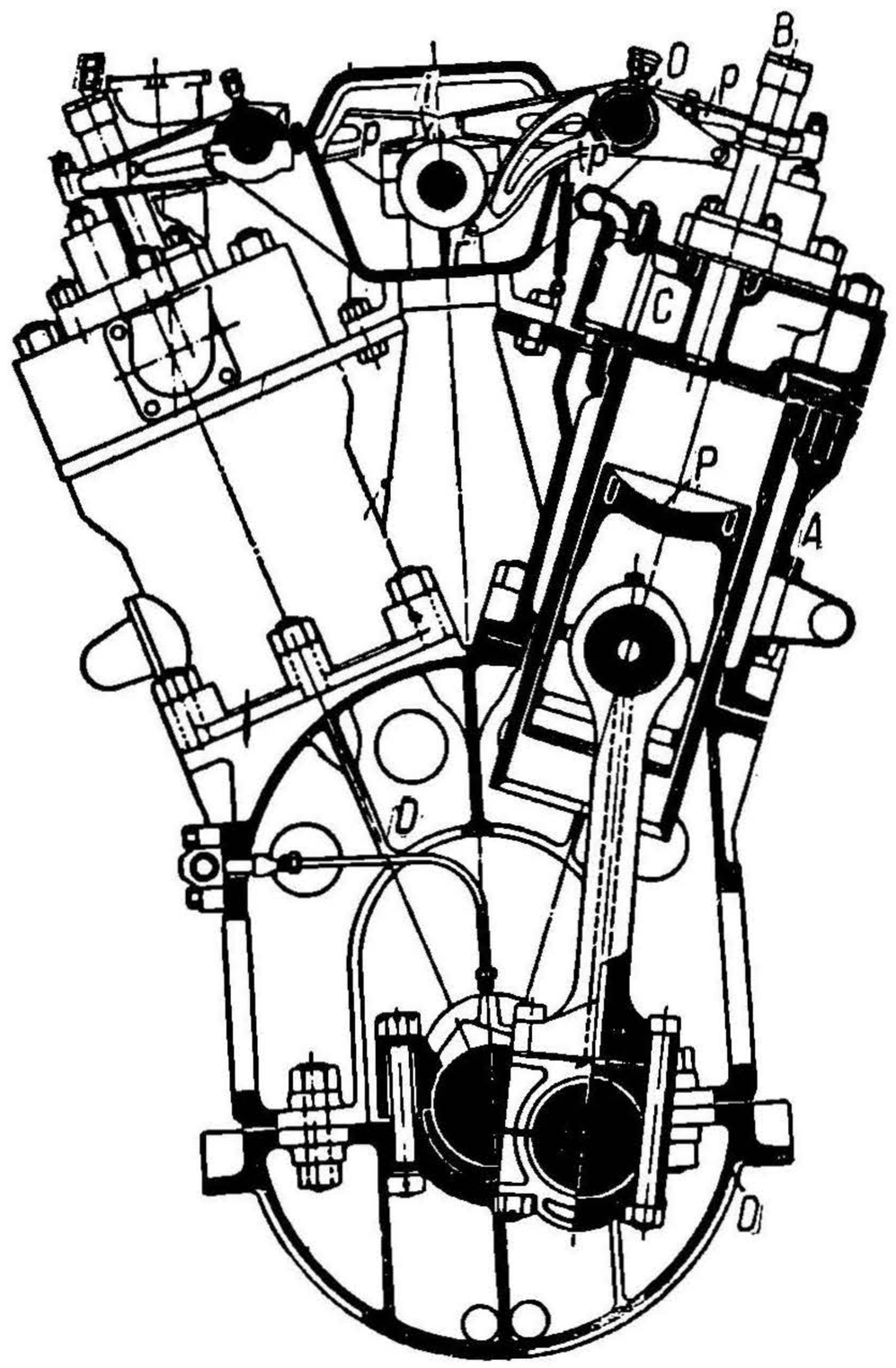
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 256. Дизельгенераторная группа Инджерсол-Рэнд.



Фиг. 257. Дизель Инджерсол-Рэнд.

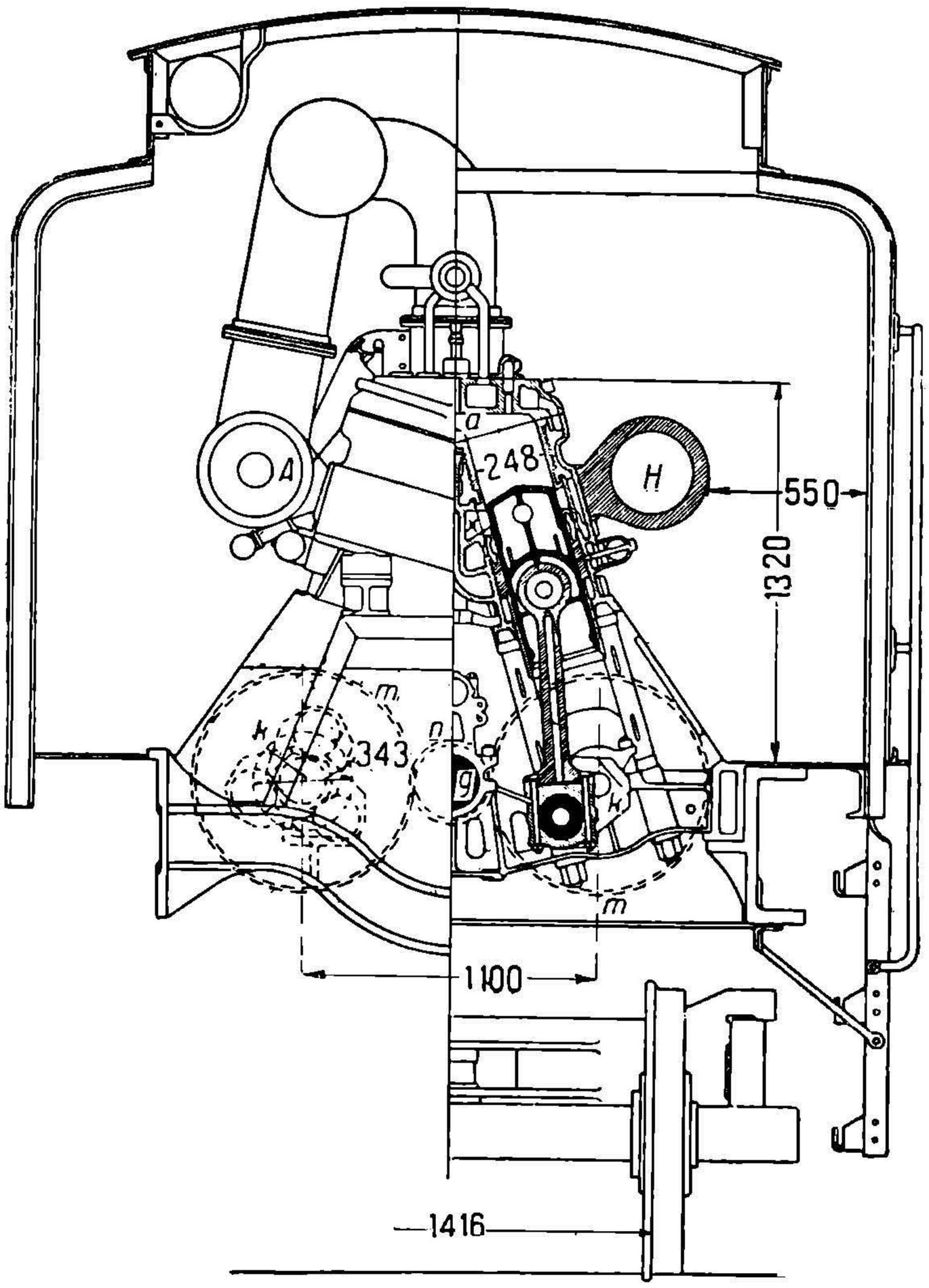


Фиг. 258. Двигатель Мак Нитош и Сеймор
A—цилиндр; *B*—форсунка; *C*—крышка цилиндра; *D*—крипошинная камера; *O*—рычажный вал; *P*—поршень; *i*—распределительный вал; *p*—рычаги; *r*—ролики.

вый, четырехтактный, бескомпрессорный дизель, развивающий при 500 об/мин мощность в 750 *л. с.* Размеры его цилиндров — 405 × 370 *мм* вместо 305 × 255 *мм* цилиндров двигателя вышеописанных тепловозов. Удельный вес двигателя равен 27,2 *кг/л. с.*, т. е. несколько ниже чем у предыдущих.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При общем весе тепловоза в 135 *т*, его сцепной вес равен 76 *т*. Отношение мощности двигателя к сцепному весу тепловоза равно 9,8 *л. с./т*, и это указывает на недостаточную гармоничность конструкции тепловоза, если принять во внимание, что тепловоз должен работать в поездной службе с наибольшей скоростью в 65 *км/час*.



Фиг. 259. Двигатель Кнодсен

a—головка цилиндра; *к*—коленчатые валы; *g*—промежуточный вал; *m*, *n*—зубчатая передача; *A*—выхлопной канал; *H*—продувочный канал.

Тепловоз типа 2—4_0—2, построенный для той же дороги Нью-Йорк Централь заводами ALC и GEC, имеет двигатель завода Мак Интош и Сеймор, поперечный разрез которого приведен на фиг. 258. Принципиально двигатель этот отличается от предыдущего тем, что у него применено воздушное распыливание топлива вместо механического. Кроме того, двигатель этот с значительно более низким числом оборотов, а именно 300 в мин., при котором двигатель, имея 12 V-образно расположенных цилиндров размерами 455 ×355 *мм*, развивает 880 *л. с.* Вследствие низкого числа оборотов двигателя удельный вес его является наибольшим из всех встречавшихся до сих пор и равен 41,2 *кг/л. с.*

Путем изменения передаточного числа между зубчатыми колесами тяговых моторов и движущих осей американские заводы выпускают перечисленные

НБ УДУНТ (ДІІТ)

выше типы тепловозов для различного рода службы, а именно, как для маневровой, так и для поездной, с доведением разницы в предельных скоростях движения почти в двойном отношении. Тепловозы с предельной скоростью движения в 48 *км/час* становятся способными работать со скоростями свыше 90 *км/час*. Такая переделка тепловозов нарушает, конечно, их конструктивную гармонию, но зато этим выгадывается возможность обходиться одним и тем же типом тепловоза для различных условий работы железных дорог.

Тепловоз типа $1—2_0+2_0—1$ был построен заводом Болдуина для Пенсильванской ж. д., как маневровый тип с двигателем мощностью в 1000 *л. с.* Этот тепловоз имеет ходовую часть выполненной в виде двух трехосных тележек[1].

Двигатель на нем установлен завода Кнодсен, поперечный разрез которого приведен на фиг. 259. В отличие от всех вышеописанных дизелей этот двигатель — двухтактный, своеобразной конструкции — состоит из 12 цилиндров, расположенных в два наклонных друг к другу ряда и имеющих два коленчатых вала, которые приводят в движение генератор при помощи зубчатых колес с передаточным числом 8 3. Таким образом, при наибольшем числе оборотов двигателя в 450 об/мин, генератор делает 1200 об/мин. Каждая пара наклоненных друг к другу цилиндров имеет общую крышку с одной общей форсункой и одну общую камеру сгорания *a*. Продувочный воздух, который служит одновременно и для охлаждения поршней, подается продувочным насосом *H* под давлением в 0,2 *атм*. После продувки одного из цилиндров воздух переходит через выхлопные отверстия в парный цилиндр, продувает его и затем уже направляется в глушитель *A*. Продувочный насос является в данном случае ротационным и делающим 3600 об/мин; приводится он от электромотора, мощностью в 70 *л. с.*

Такая продувка двигателя оказалась неудовлетворительной и двигатель давал неполное сгорание топлива; вследствие этого наибольшая мощность его не превышала 750 *л. с.* и не достигала, таким образом, расчетных 1000 *л. с.*[2]

Электропередача тепловоза в виде генератора и четырех тяговых моторов выполнена заводом Вестингауз по схеме Вард-Лонарда.

При полном весе тепловоза в 125 *т* сцепной его вес составляет 81 *т*. Такой сцепной вес гармонирует еще с двигателем мощностью в 1000 *л. с.*; при двигателе же в 750 *л. с.* он является уже преувеличенным.

Описанный тепловоз, ввиду его очевидной неудачи, постройкой повторен не был и завод Болдуина второй тепловоз построил иной конструкции.

Тепловоз типа $0—2_0+2_0—0$ построен заводом уже на двухосных тележках при общем весе тепловоза в 120,5 *т*, составляющем такой же и сцепной вес тепловоза, так как все четыре оси тепловоза приводятся тяговыми моторами, которые представляют собой моторы подвесного типа.

Двигатель на тепловозе установлен шестицилиндровый, четырехтактный, бескомпрессорный, завода Крупп. При 500 об/мин двигатель развивает 1000 *л. с.*, причем он работает с верхним наддувом с избыточным давлением в 0,42 *кг/см²*. При общем весе двигателя в 21,3 *т* удельный вес его составляет 21,3 *кг/л. с.*

Основная характеристика тепловоза приведена в табл. XIV.

Электропередача тепловоза состоит из одного генератора и четырех тяговых моторов.

Сцепной вес тепловоза равен его полному весу и составляет 122,5 *т*. При мощности двигателя в 1000 *л. с.* такой сцепной вес взят со значительным запасом для маневровой работы на малых скоростях.

Тепловоз типа $0—2_0+2_0—0$ построен заводами Американской локомотивной компании, Дженерал Электрик Ко. и Инджерсол Рэнд и может быть назван электро-тепловозом, поскольку его конструкция представляет собой комбинацию тепловоза с электровозом. Он может работать: 1) от двигателя, соединенного

---

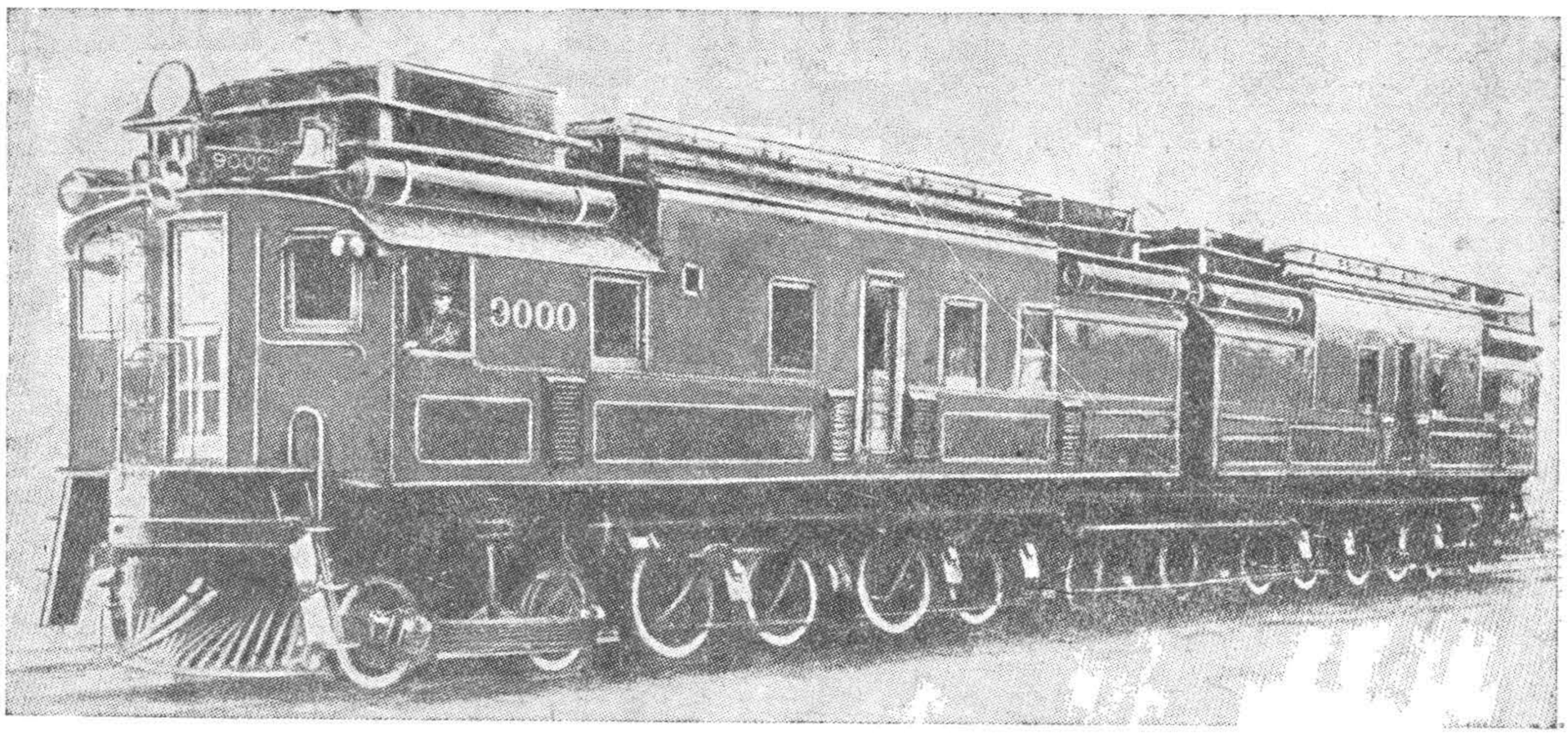
[1] Mechanical Engineering, 1925, № 1, стр. 503, Railway Age 1925, № 2, стр. 645; The Engineer, 1926, № 1, стр. 268.

[2] The Status of the Oil-Electric Locomotives. The Engineer, 1932, 29. I № 3698, стр. 121—122.

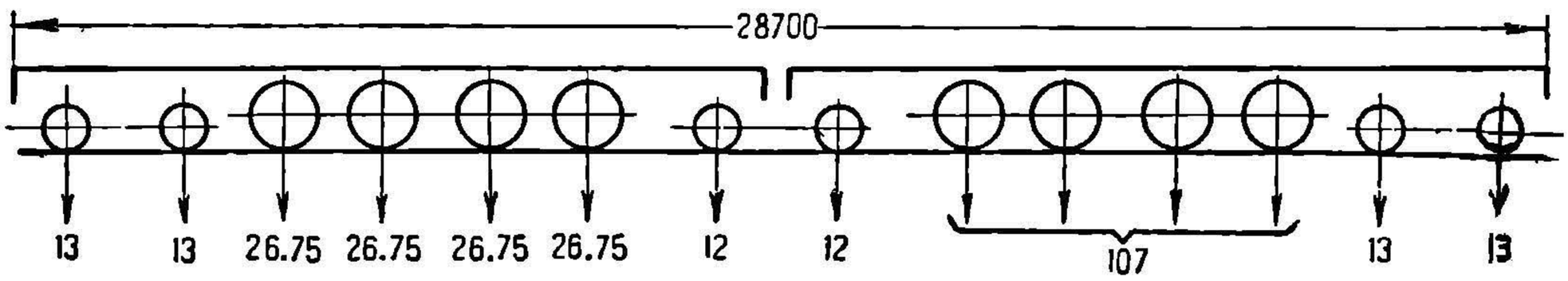
НБ УДУНТ (ДІІТ)

с генератором, который питает через аккумуляторную батарею моторы, подвешенные к осям двух двухосных тележек; 2) от одной аккумуляторной батареи, которая может быть заряжена как извне, так и от генераторной группы локомотива и, наконец, 3) исключительно от внешней контактной проводки поверху или от третьего рельса, откуда ток поступает непосредственно в моторы.

Такая универсальная конструкция дает возможность пользоваться локомотивом весьма выгодно в местах, где электрифицированные участки граничат с неэлектрифицированными.



Фиг. 260а. Тепловоз канадских ж. д. типа $2—4_0—1+1—4_0—2$.



Фиг. 260б. Схема распределения нагрузок канадского тепловоза.

Первичный двигатель локомотива имеет мощность только в 300 *л. с.* и является скорее вспомогательной машиной, нежели основной. Двигатель — вертикальный, шестицилиндровый, четырехтактный с размерами 244×305 *мм*. Распыливание топлива — механическое. Запуск двигателя — электрический.

Аккумуляторная батарея является на этом локомотиве силовой установкой, наибольшая сила тока которой составляет 3000 А. Батарея изготовлена заводом Электрик Сторэдж Батери и состоит из 218 железно-никелевых элементов. Максимальная мощность батареи—680 kW. Вес батареи составляет 15,6 *т*.

Электропередача локомотива состоит из четырех тяговых моторов часовой мощностью 415 *л. с.* каждый при напряжении в 600 V, наибольшая сила тока, развиваемая тяговыми моторами, составляет 3600 А.

Моторы позволяют осуществить силу тяги на ободе в 27 215 *кг*

Рабочий вес тепловоза, он же сцепной, составляет 128 *т* и дает указанную силу тяги при коэфициенте сцепления $^1/_{4,7}$. Нагрузка на ось в 32 *т* позволяет ограничиться четырьмя сцепными осями.

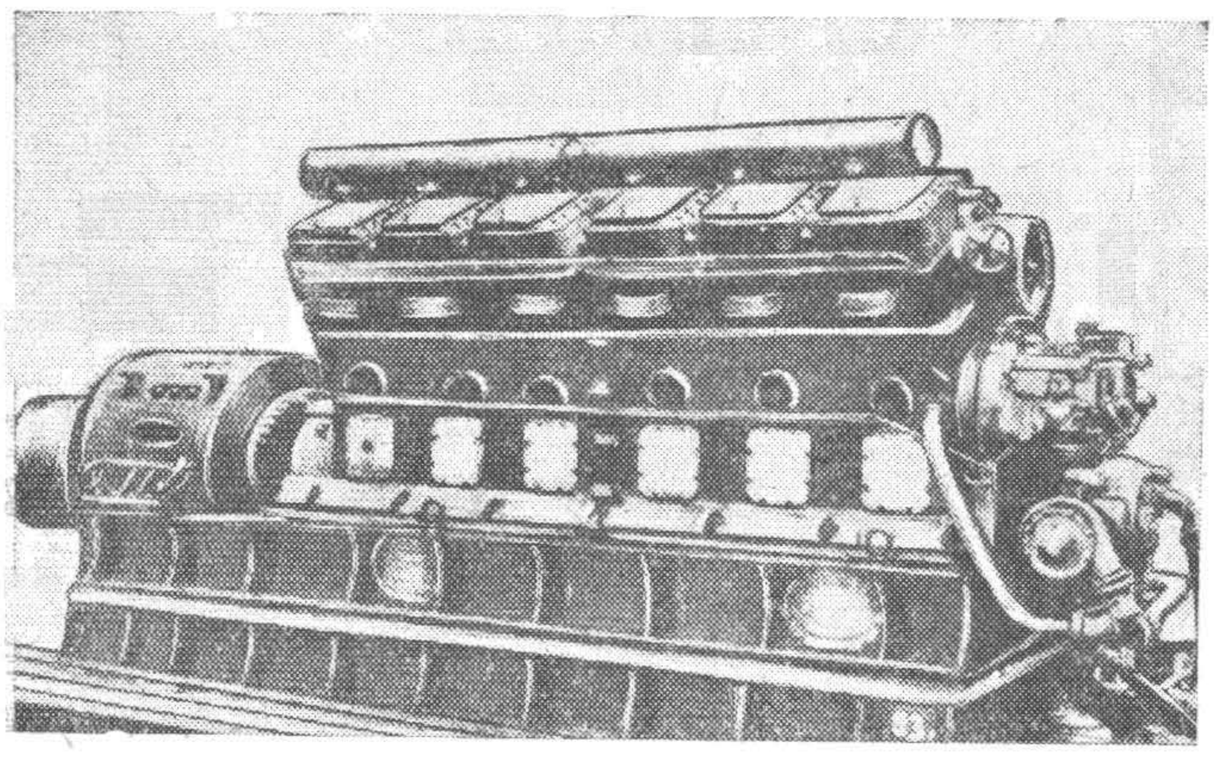
Наибольшее использование локомотива получается при работе его на внешнем токе, как электровоза, когда он может развивать часовую силу тяги в 15 400 *кг*

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при скорости в 26 *км/час*, развивая, таким образом, 1480 *л. с.*, в то время как на внутреннем токе он может развивать ту же силу тяги лишь при скорости в 13 *км/час*, т. е. давая в два раза меньшую мощность.

Канада произвела первый опыт постройки сдвоенного тепловоза полной мощностью на валу его двух двигателей в 2660 *л. с.* К постройке мощного тепловоза с электропередачей Управление канадских ж. д. приступило, имея лишь трехлетний опыт по эксплоатации автовагонов с электропередачей.

Тепловоз типа $2—4_0—1+1—4_0—2$ построен по проекту, разработанному Управлением канадских ж. д. совместно с заводами: Болдуина и Канадской локомотивной компании, которые производили постройку механической части тепловоза и его сборку. Двигатели тепловоза построены на заводе Бирдмор и электрическая часть — заводами Вестингауз. Общий вид тепловоза приведен на фиг. 260а, и схема его ходовой части на фиг. 260б. Особенностью проекта этого тепловоза является возможность легкого приспособления его как для товарной, так и для пассажирской службы. Изменение производится лишь в части зубчатой передачи между моторами и движущими осями. Передаточное число для товарной службы равно 18 : 73 и для пассажирской—22 : 69. Основная характеристика тепловоза приведена в табл. XIV



Фиг. 261. Двигатель завода Бирдмор.

Два двигателя тепловоза представляют собой двенадцатицилиндровые четырехтактные бескомпрессорные дизеля с высоким числом оборотов. Нормальное число оборотов составляет 800 в мин. Общий вид V-образного двигателя приведен на фиг. 261. Конструкция этих двигателей отличается значительной легкостью благодаря применению не только высокого числа оборотов, но и высококачественных и легких металлов. Пуск двигателей — электрический — достигается при помощи аккумуляторной батареи, током которой и развертываются генераторы. Охлаждение двигателей производится при помощи холодильников. расположенных на верху кузова тепловоза.

Электропередача тепловоза состоит из двух генераторов и восьми тяговых моторов подвесного типа. Во избежание опасного нагревания моторов при работе их на низких скоростях они имеют принудительное охлаждение при помощи двух вентиляторов, приводимых от вспомогательных моторов; при общем весе тепловоза в 300 *т* его сцепной вес составляет 210 *т*. Такой сцепной вес, при мощности двигателя на валу в 2660 *л. с.*, гармонирует при скоростях работы тепловоза, отвечающих товарной службе.

Тепловоз при испытании его в эксплоатационной работе показал себя достаточно надежным и экономичным[1].

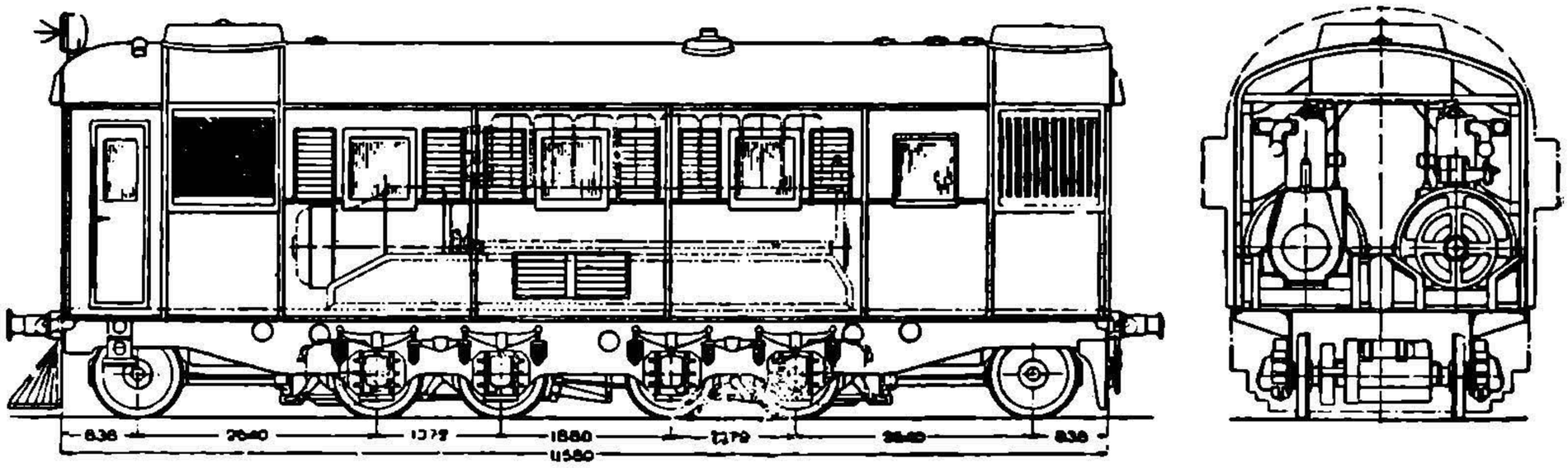
Аргентина применила тепловозную тягу как в пригородном движении, так и для обслуживания товарных тяжелых поездов.

Пригородное движение при помощи тепловозной тяги введено было вместо электрификации линий на основании экономических подсчетов. При этом тепловозная тяга была осуществлена своеобразным способом, который был впервые применен раньше на ж. д. в Австрии. В данном случае мощность основного дви-

[1] Railway Mechanical Engineer, 1929, X стр. 574—577.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

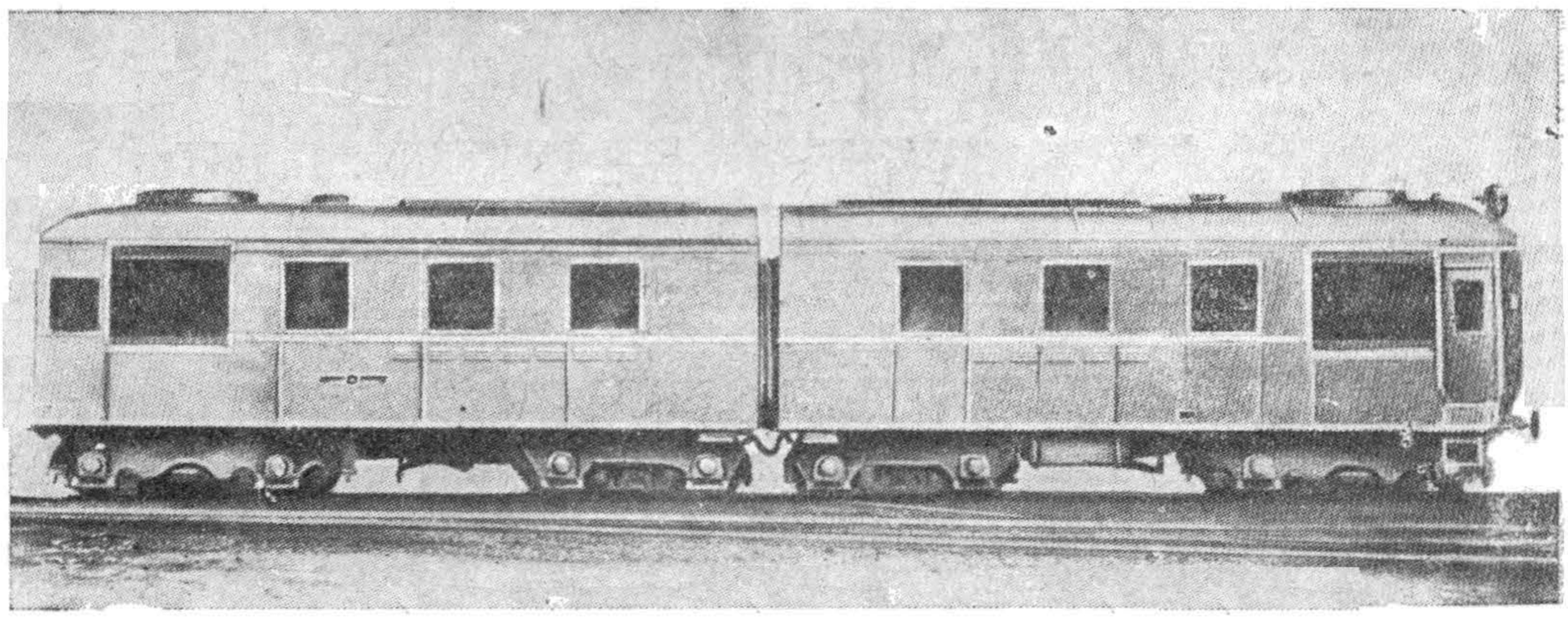
гателя используется не полностью тяговыми моторами тепловоза, а лишь частично. Большая же часть мощности двигателя распределяется между тяговыми моторами, которыми снабжен подвижной состав при тепловозе. Такой тягой обслуживаются линии в 30—45 *км* длиной с расстоянием между остановочными



Фиг. 262. Тепловоз — станция аргентинских ж. д. мощностью 1200 *л. с.* типа $1—1_0—2—1_0—1$.

пунктами в 2—3 *км*, при средней скорости движения в 45 *км/час* и при максимальной скорости в 72 *км/час*.

Тепловоз типа $1—1_0—2—1_0—1$ (фиг. 262) является в данном случае движущейся силовой станцией, состоящей из двух дизельгенераторных групп общей мощностью в 1200 *л. с.*



Фиг. 263. Тепловоз — станция аргентинских ж. д. мощностью 1700 *л. с.* типа $0 — 2_0 — 2_0 + 2_0 — 2$.

Два двигателя этого тепловоза представляют собой восьмицилиндровые, четырехтактные, бескомпрессорные дизеля завода Зульцера, мощностью каждый по 600 *л. с.* при 700 об/мин.

Электропередача тепловоза состоит из двух генераторов в 365 kW, валы которых соединены жестко с валами двигателей и которые питают током по одному тяговому мотору у каждой из двух движущих осей тепловоза и по одному тяговому мотору у каждого из пяти вагонов. Мощность каждого из тяговых моторов у тепловозов составляет 130 *л. с.* и у мотор-вагонов — 100 *л. с.* Общая мощность тяговых моторов всего поезда равна, таким образом, 1260 *л. с.* и превышает общую мощность генераторов тепловоза примерно на 250 *л. с.* Тяговые моторы поэтому работают с запасом эксплоатационной надежности.

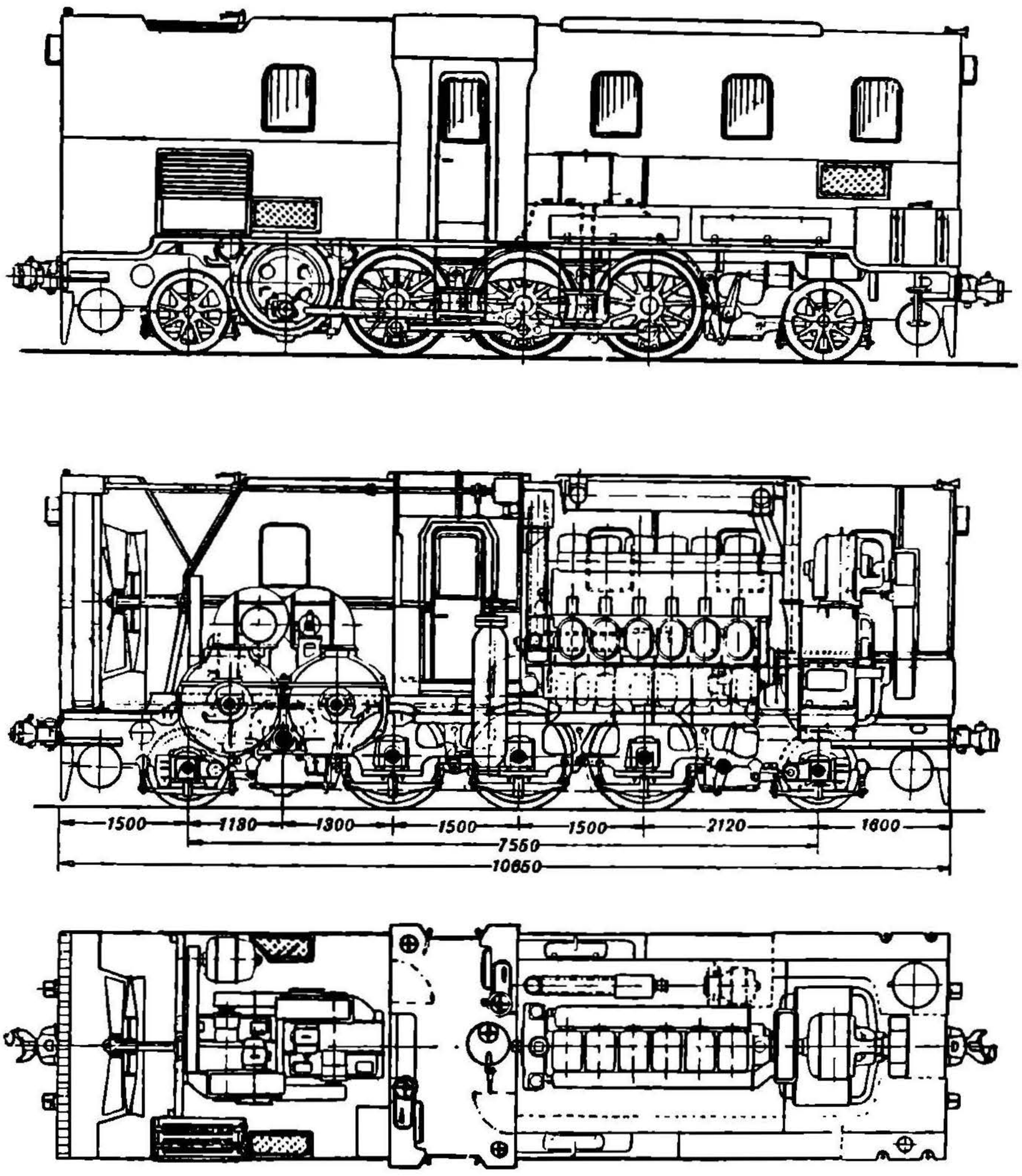
Тепловоз типа $0—2_0—2+2—2_0—0$ (фиг. 263) выполнен также в виде движущейся силовой установки мощностью в 1700 *л. с.* и представляет собой сдвоен-

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ную машину, каждая половина которой имеет две двухосных тележки. В каждой половине установлено по одному четырехтактному бескомпрессорному восьмицилиндровому дизелю Зульцера мощностью 850 *л. с.*

Тепловоз типа 0—2_0—2—2_0—0_0 построен мощностью в 1700 *л.с.* и имеет так же, как и предыдущий, два двигателя по 850 *л. с.* каждый, но в данном случае вся мощность двигателя передается тяговым мотором тепловоза.

Постройка всех тепловозов указанных типов велась на заводе Армстронг в Англии. Электрооборудование их выполнено заводом Эрликон в Швейцарии.



Фиг. 264. Тепловоз японских ж. д. типа 1—3—1.

Тепловозы в Азии

Япония. Для японских ж. д. построен тепловоз с электропередачей с групповым приводом осей и приведен на фиг. 264.

Тепловоз типа 1—3—1 является в настоящее время вторым тепловозом с групповым приводом осей. Первый такой тепловоз имеется в СССР и описан уже выше (стр. 198).

Дизель тепловоза завода МАН апалогичен описаппому двигателю мощпостью в 600 *л. с.* типа 6 V 28/38.

Электропередача тепловоза, в отличие от советского тепловоза,

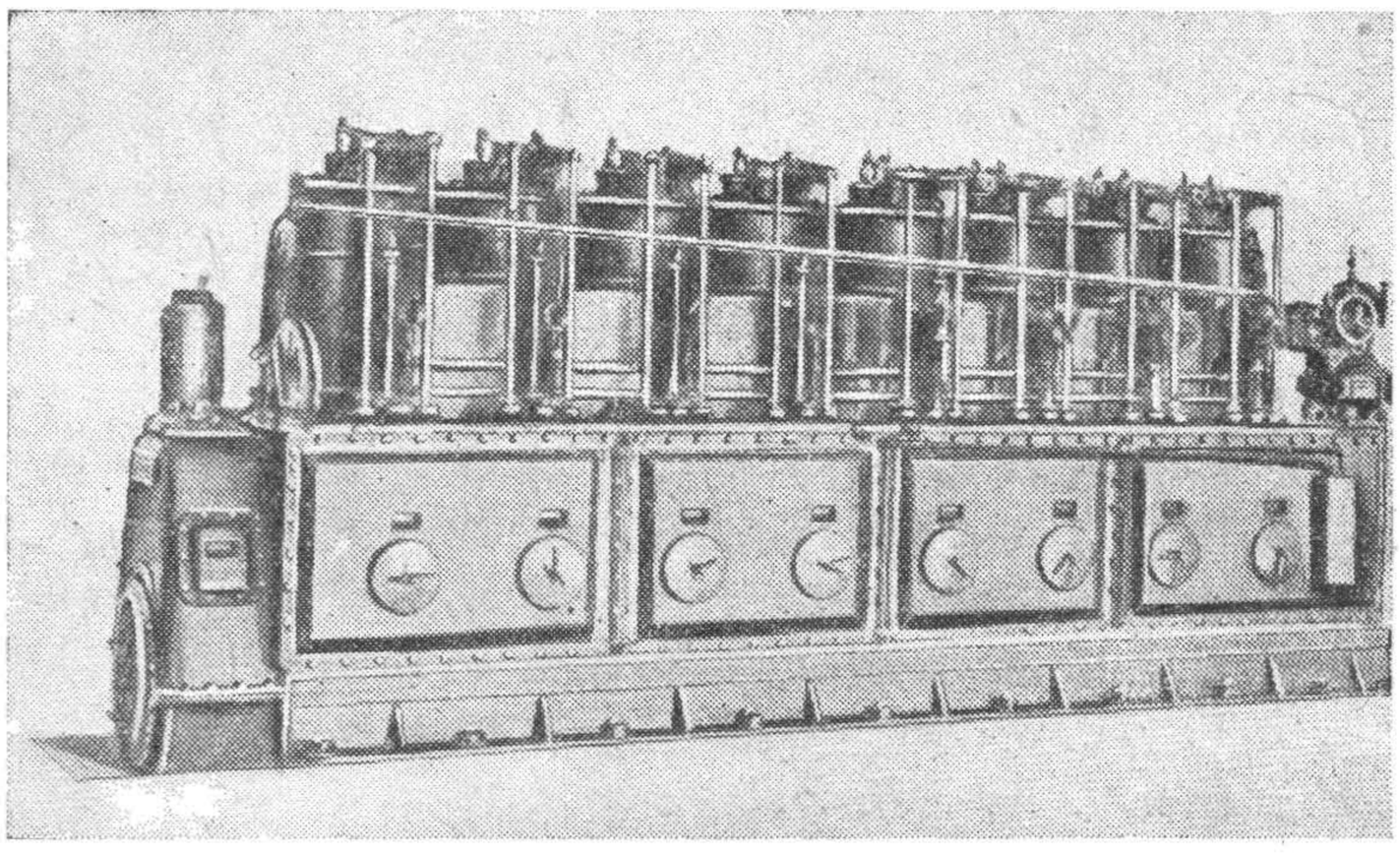
НБ УДУНТ (ДІІТ)

имеет сдвоенный групповой тяговый мотор, который приводит в движение ведущий вал тепловоза через зубчатую передачу.

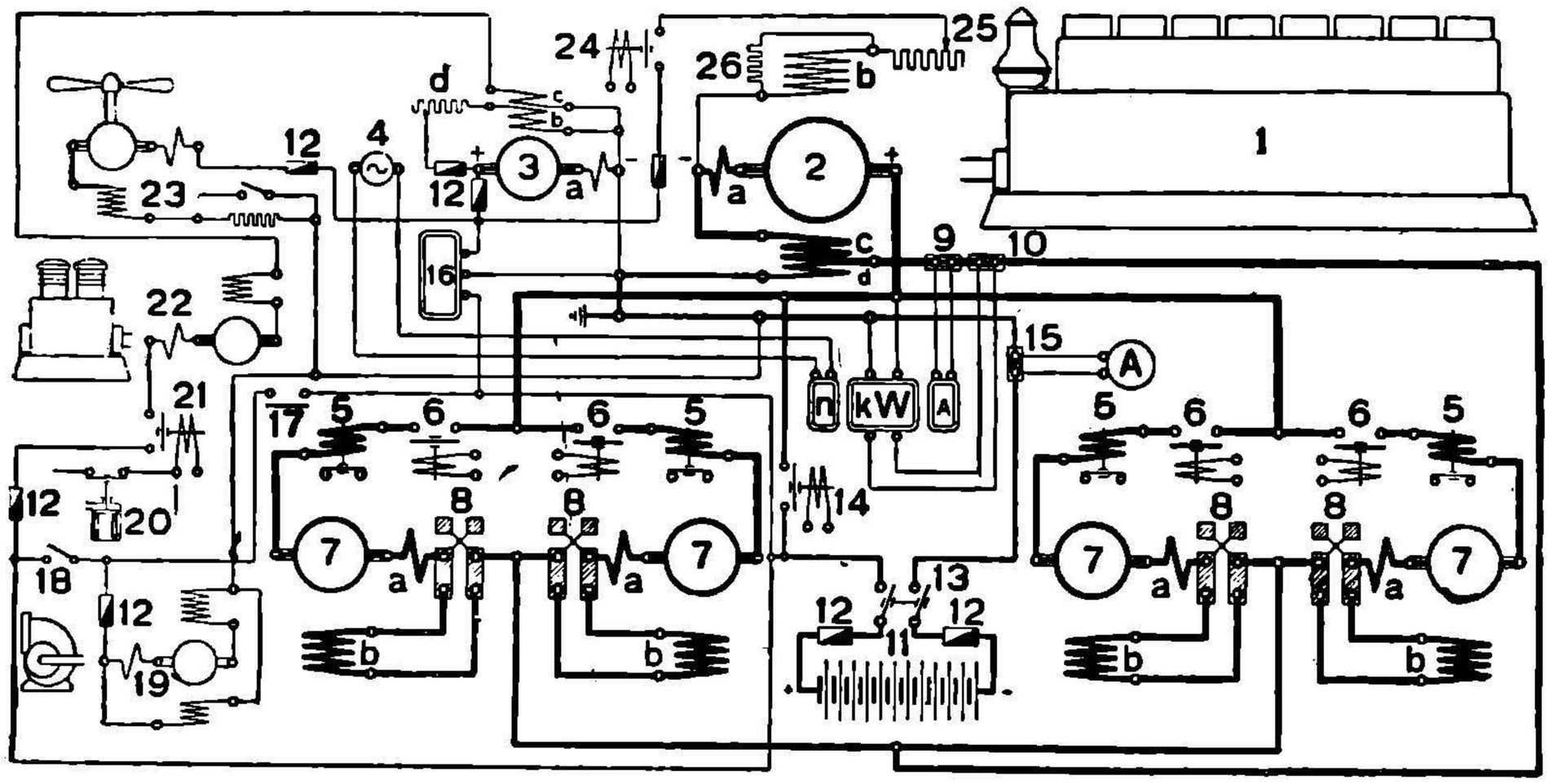
Конструкция тепловоза хорошо усматривается из фиг. 264.

Манчжурия. В отличие от только что описанного тепловоза для японских ж. д. для Южно-Манчжурской ж. д. построены тепловозы с электропередачей с индивидуальным приводом осей тележечного типа.

Тепловозы типа $0—2_0+2_0—0$, из которых один построен в Германии заводом Эсслинген с двигателем МАН и электрооборудованием Броун-Бовери и другой



Фиг. 265. Двигатель Зульцера, мощностью 750 *л. с.*



Фиг 266. Схема электропередачи тепловоза манчжурских ж. д. типа $0—2_0+2_0—0$ мощностью 700 *л. с.*

1—дизель; *2*—главный генератор; *a*—обмотка дополнительных полюсов; *b*—обмотка возбуждения; *c*—дифференциальная обмотка; *c—d*—пусковая обмотка; *3*—возбудитель: *a*—обмотка дополнительных полюсов; *d*—контроллер в абуждения; *4*—та метр; *5*—термореле; *6*—включение тяговых моторов; *7*—тяговые моторы: *a*—обмотка дополнительных полюсов; *b*—обмотка возбуждения; *8*—переключатель тока; *9*—шунт амперметра; *10*—шунт ваттметра; *11*-аккумуляторная батарея; *12*—предохранители; *13*—рубильник аккумуляторной батареи; *14*—реле аккумуляторной батареи; *15*—шунт амперметра аккумуляторной батареи; *16*—зарядка аккумуляторной батареи; *17*—реле для пуска аккумуляторной батареи при работе возбудителя; *18*—включение мотора водяного насоса; *19*—мотор водяного насоса; *20*—регулятор давления тормозного компрессора; *21*—включение мотора для компрессора; *22*—мотор компрессора; *23*—мотор вентилятора; *24*—реле возбуждения; *25*—контроллер управления; *26*—сопротивление возбудительной цепи.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Тепловозы с электропереда

Элементы характеристики \ Страны		Дания	Англия	Франция	
Род службы .		Пассаж.	Тов.—пас.	Тов.—пас.	Пассаж.
Тип		$2—4_0—2$	$1—3_0—1$	$0—2_0+$ $+2_0—0$	$2—3_0—2$
Главный двигатель					
Число цилиндров .		2×6	6		
Диаметр цилиндров	*мм*				
Ход поршней	„				
Наибольшее число оборотов	об/мин	600			
Число тактов работы . . .		4			
Расчетное эффективное давление	*кг/см²*				
Наибольшая мощность на валу .	*л. с.*	2×500	880	750	920
Наибольшая подача водяного насоса	*м³/час*				
Наибольшая подача масляного насоса	„				
Холодильники					
Поверхность водяного холодильника	*м²*				
Поверхность масляного холодильника	„				
Наибольшее число оборот. вентилятора	об/мин				
Наибольшая подача воздуха	*м³/мин*				
Наибольший расход мощности на вентилятор	*л. с.*				
Коэфициент теплопередачи водяного холодильника	*кал/м²час* 1°C				
Коэфициент теплопередачи масляного холодильника					
Генератор					
Наибольшее напряжение	*V*				
Наибольшая сила тока . .	A				
Наибольшее число оборотов	об/мин				
Мощность часовая . . .	*kW*				
Мощность главной возбудительницы .	„				
Мощность вспомогат. возбудительницы	„				
Тяговые моторы					
Наибольшее число оборотов	об/мин				
Мощность часовая	*kW*				
Передаточное число к движущим осям					
Аккумуляторная батарея					
Род					
Число элементов					
Рабочее напряжение	*V*	65—90			
Наибольшая емкость .	*Ah*				
Экипаж и ходовая часть					
Длина между буферами	*мм*	15 790	12 192		15 132
База полная .	„	12 190	8 991		11 989
База жесткая	„	4 590	4 343		
Диаметр движущих колес . .	„	1 402	1 219		1 250
Диаметр поддерживающих колес	„	934			
Вес:					
двигателя .	*m*				
холодильника					
генератора и возбудительной группы					
тяговых моторов с зубчатой передачей					
аккумуляторной батареи					
экипажа с ходовой частью					
запаса топлива .					
запаса смазки					
запаса воды					
полный		102,0	74	73	56
сцепной .		52,0	51	73	100
Нагрузка наибольшая:					
передних бегунковых осей .	*m*	12,50			
сцепных осей		13,00	17		
задних поддерживающих осей .	„	12,50			
Скорость по конструкции наибольшая	*км/час*	110	113	90	100
Наименьшая расчетная скорость .	„	—			

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ца XIV

чей различных стран

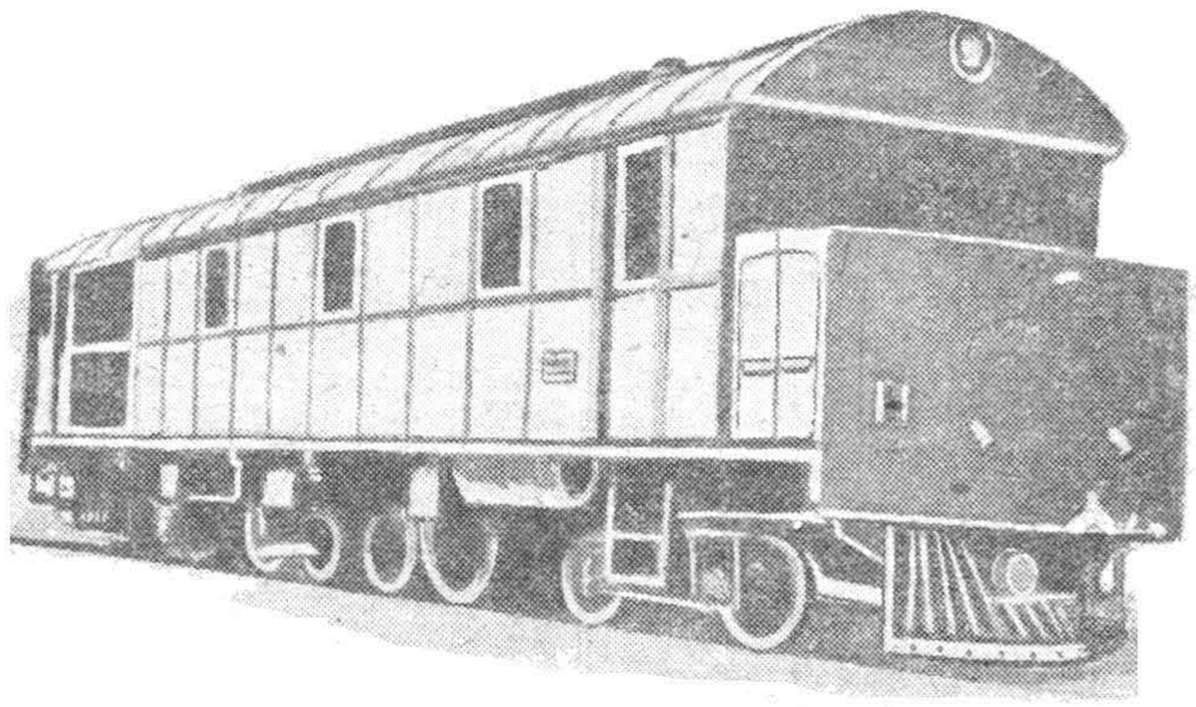
САСШ	САСШ	САСШ	Канада	Аргентина	Япония	Манчжурия	Сиам	Сиам
Маневр. $0-2_0+$ $+2_00$	Маневр. $1-2_0+$ $+2_0-1$	Маневр. $0-2_0+$ $+2_0-0$	Тов.-пасс. $2-4_0-1+$ $+1-4_0-2$	Тов.-пасс. $0-2_0-$ $3-2_0-0$	Товар. 1—3—1	Ман. и тов. $0-2_0+$ $+2_0-0$	Уск. тов. $2-4_0+$ $+4_0-2$	Пассаж. $2-4_0-2$
2 × 6	12	6	2 × 12		6	8	2 × 8	2 × 6
254	248	381	300		280			
305	343	381	300		380			
600	450	500	800		750	670	600	600
2 × 300	1 000	1 000	2 × 1 330	2 × 850	650	750	2 × 775	4 2 × 450
230		1900 250000						
							20	20
750	750	500				445	1 000	
600 2 × 200 2 × 6	1 200 750							
4 × 147 1 : 4,7	4 × 147	1 : 4,7				4 × 100		
			56				110—150	110—150
			340					
14 681	15 883 9 256 1 016	15 545 10 920 1 220		22 709 19 661 1 067	10 650 7 550 3 000 1 250 940	13 360 9 651 1 120	21 584 17 780 3 700 1 050 762	15 390 10 900 3 700 1 050 762
		21,3				6,5		
	2,8	3,3	3,6 0,5 1,4				5,0	5,0
90,0	125	122,5	2 × 145,0	148,5	58,3	78,0	2 × 62,0	85,0
90,0	82,0	122,5	2 × 107	112,0	44,3	78,0	86,6	43,5
22,5	21,5 20,5 21,5	30,6	26,8				11	11
48	60			56/112	60 18	60	45	60

НБ УДУНТ (ДІІТ)

построен в Швейцарии с двигателем Зульцера и электрооборудованием Эрликова.

Двигатель МАН — семицилиндровый, четырехтактный, бескомпрессорный — развивает при 700 об/мин мощность в 700 *л. с.*

Двигатель Зульцера, восьмицилиндровый, четырехтактный, бескомпрессорный — развивает при 670 об/мин мощность в 750 *л. с.* (фиг. 265).



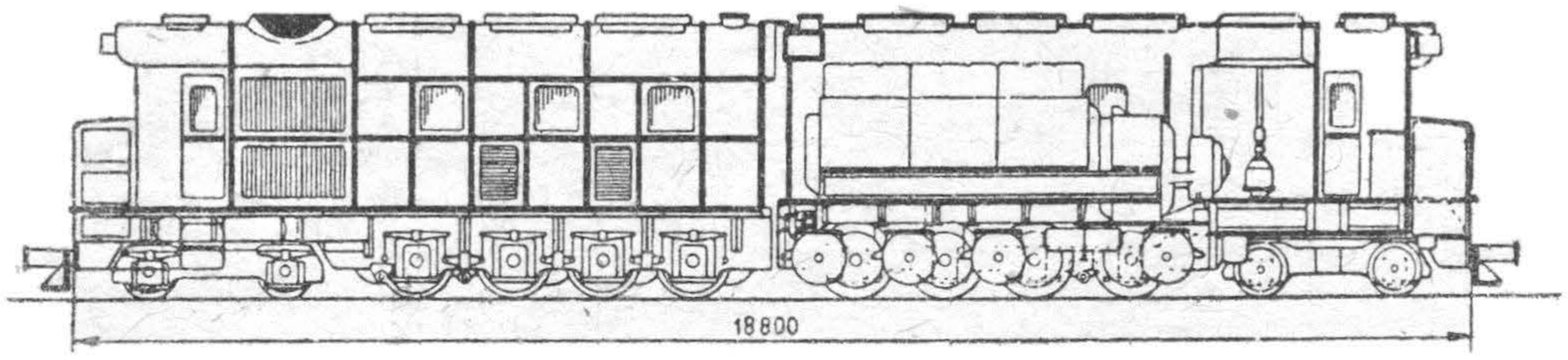
Фиг. 267. Тепловоз сиамских ж. д. мощностью 1000 *л. с.* типа 2—4_0—2.

Оба тепловоза имеют по четыре тяговых мотора подвесного типа мощностью по 100 kW каждый.

Первый из тепловозов весит 72,5 *т* и второй — 80,5 *т*.

На фиг. 266 приведена схема электропередачи тепловоза.

Сиам. Для сиамских ж. д. метровой колеи построены две серии тепловозов с электропередачей с индивидуальным приводом осей по 6 единиц каждой серии. Все тепловозы с жесткой рамой без тележек.



Фиг. 268. Тепловоз сиамских ж. д. мощностью 1500 *л. с.* типа 2—4_0+4_0—2.

Тепловоз типа 2—4_0—2 построен для скорых поездов. Общий вид тепловоза приведен на фиг. 267.

Двигатели для тепловозов датского завода Фрикс мощностью в 500 *л. с.* при 600 об/мин установлены двойным комплкетом на каждом тепловозе.

Электропередача тепловоза состоит из двух генераторов и четырех тяговых моторов подвесною типа постройки завода Эрликон.

Расчетный вес тепловоза составляет 90 *т*.

Тепловозы типа 2—4_0+4_0—2 построены для ускоренных товарных поездов. Их общий вид приведен на фиг. 268.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Эти тепловозы сдвоенного типа.

Двигатели для тепловозов также датского завода Фрикс мощностью в 750 *л. с.* при 600 об/мин установлены по одному на каждой из двух симметричных частей тепловозов.

Электропередача состоит из двух генераторов и восьми тяговых моторов подвесного типа, постройки завода Эрликон.

10. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разнообразие рассмотренных тепловозных конструкций естественно возбуждает вопрос о том, какая же из систем тепловозов должна получить, в конечном итоге их экспериментальной постройки, решающее значение. Для того чтобы ответить на этот вопрос, необходимо предвидеть возможные успехи науки и техники не только в области использования природных сил и в области общего машиностроения, но и в области развития ж. д. транспорта.

Чрезвычайно удобное пользование электроэнергией создает большие перспективы в деле дальнейшего развития электрификации.

Под влиянием такой «непреодолимой силы» электричества и взята установка в СССР на электрификацию ж. д. транспорта, с введением электровоза в качестве конечной формы железнодорожного двигателя.

Введение всякого другого локомотива взамен паровоза может в таком случае рассматриваться как решение промежуточное. Решение в пользу той или другой промежуточной конструкции локомотива вообще, и тепловоза в частности, зависит, таким образом, во-первых, от величины отрезка времени, отделяющего замену паровоза электровозом, и, во-вторых, от наличия того рода топлива, которое с наибольшей выгодой может быть предоставлено для отопления локомотивов. Как первое, так и второе обстоятельства характеризуются местными условиями железных дорог, но совершенно ясно, что чем ниже будет коэфициент полезного действия локомотива и чем дешевле обойдется электрификация линии, тем при меньшей густоте движения может быть с выгодой осуществлена электрическая тяга. Степень насыщенности нашей сети перевозками, однако, чрезвычайно различна, и если густота движения на некоторых линиях уже в настоящее время и в ближайший к нему период времени достигает той степени, когда становится рентабельной их электрификация, то на других линиях с медленно развивающимся движением и на линиях, вновь строющихся, введение электрической тяги возможно ожидать лишь в более или менее отдаленном будущем.

На этой второй категории линий и может найти для себя применение тепловоз, как вид локомотива, занимающий промежуточное между паровозом и электровозом место.

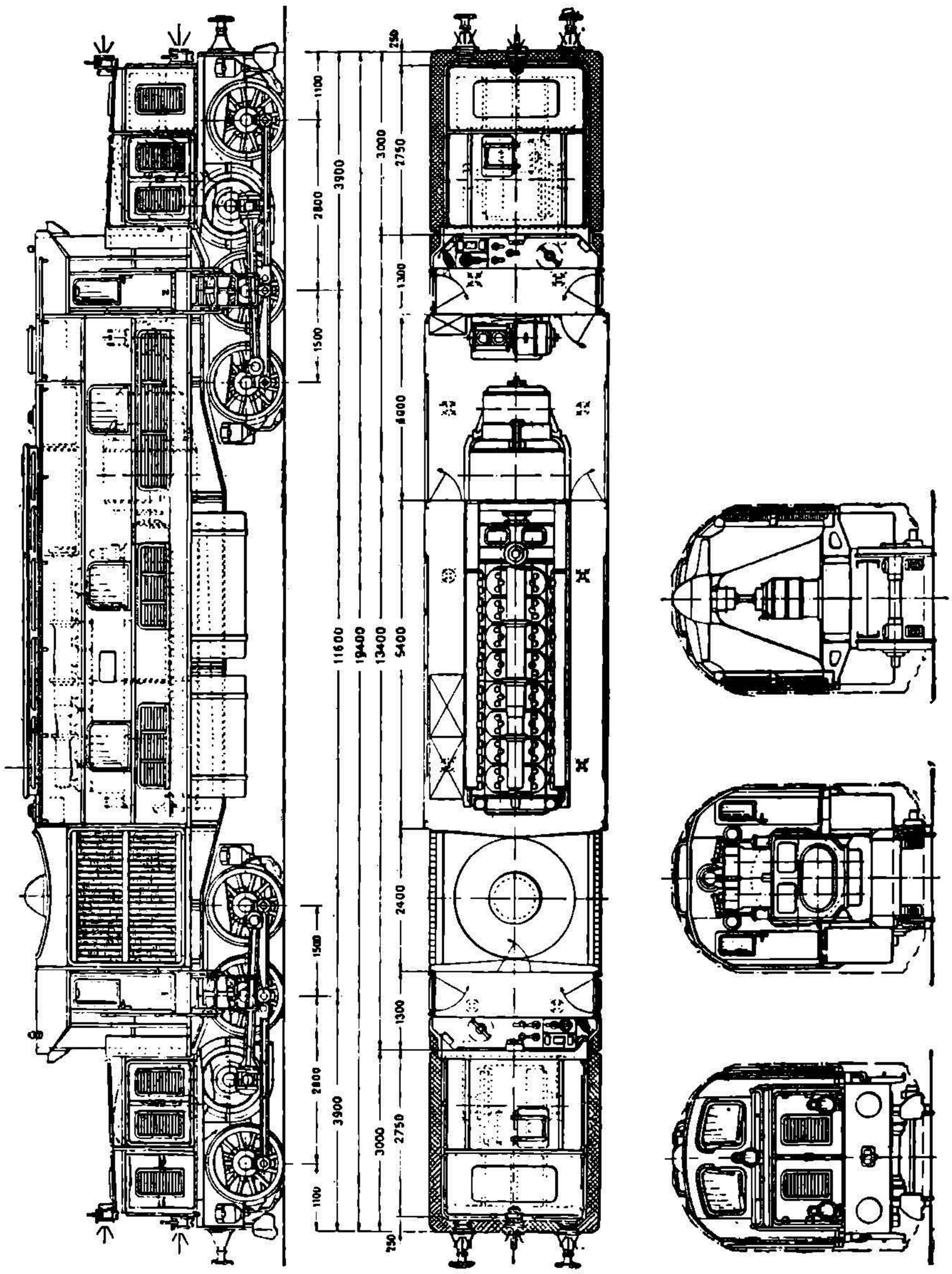
Основываясь на этом положении, можно с большей или меньшей достоверностью сказать, что наиболее подходящей системой тепловоза в таком случае явится тепловоз с электропередачей, конструкция которого более, чем какая-либо из из других тепловозных конструкций, приближается к локомотиву конечной формы — электровозу.

Ходовые части с тяговыми электромоторами, как у электровозов, так и у тепловозов с электропередачей могут быть совершенно одинаковой конструкции. Что же касается дизель-генераторной группы тепловоза, которая, кстати сказать, имеет самостоятельную ценность и вне тепловоза, то она может быть при переходе к электровозной тяге легко заменена необходимым электрическим оборудованием, употребляемым на электровозах. Таким образом тепловоз с электропередачей упрощает, во-первых, самый переход к будущему конечному виду железнодорожного двигателя, и, во-вторых, при соблюдении некоторых заранее продуманных условий постройки как будущих электровозов, так и предшествующих им тепловозов, дает возможность решить вопрос о железнодорожном двигателе в целом наиболее выгодно.

Вопрос о сравнительно высокой стоимости в настоящее время тепловоза с электропередачей, будучи рассмотрен как с точки зрения возможности переделки последнего при надобности в электровоз, так и с точки зрения использования

НБ УДУНТ (ДІІТ)

прогрессирующего опыта постройки электровозов, теряет до известной степени свою остроту и может даже отпасть совершенно, если принять во внимание, что тепловоз с электропередачей и с индивидуальным приводом осей, путем стандартизации осевых моторов и ходовых частей, может быть значительно снижен в цене, а надлежащий выбор такого стандартного типа тягового мотора по основным размерам может весьма выгодно разрешить постройку как тепловозов, так



Фиг. 269. Проект товарного тепловоза с электропередачей типа 0—3+3—0 мощностью 2000 *л. с.*

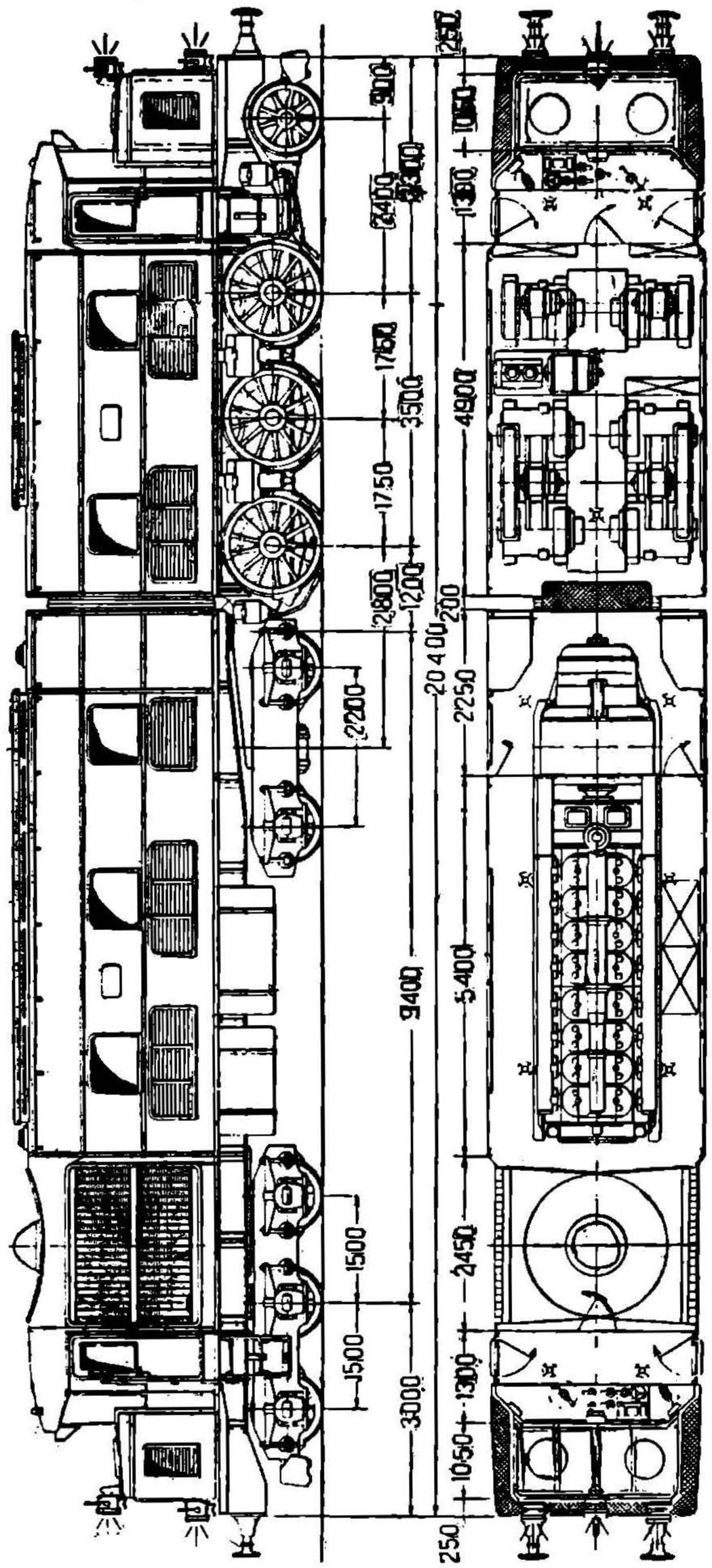
и электровозов для различного рода железнодорожной службы, т. е. пасажирской, товарной и маневровой—при наличии лишь нескольких типов стандартных моторов.

Все приведенные соображения в корне меняют рассуждения о необходимости в данном случае искать такой тепловоз, который был бы значительно дешевле тепловоза с электропередачей. Будь-то тепловоз с механической передачей или же с двигателем специального типа и непосредственного действия на оси—как тот, так и другой окажутся в результате менее выгодными, так как при переходе на электрическую тягу они ни в какой мере не смогут быть использованы и, кроме того, при этих условиях придется совершенно переучивать

НБ УДУНТ (ДІІТ)

обслуживающий персонал, в то время как персонал от тепловоза с электропередачей может перейти на электровозы без всяких затруднений.

Подтверждением правильности изложенных соображений может служить тот факт, что на последнем международном конгрессе по электрификации ж. д.,



Фиг. 270. Проект пассажирского тепловоза с электропередачей типа $1 - 3_0 + (2+3)$ мощностью 2000 *л. с.*

состоявшемся в Париже в 1933 г.[1], электрификация ж. д. рассматривалась не только с точки зрения введения на них электрической тяги, но и с точки зрения применения на ж. д. тепловозов с электропередачей.

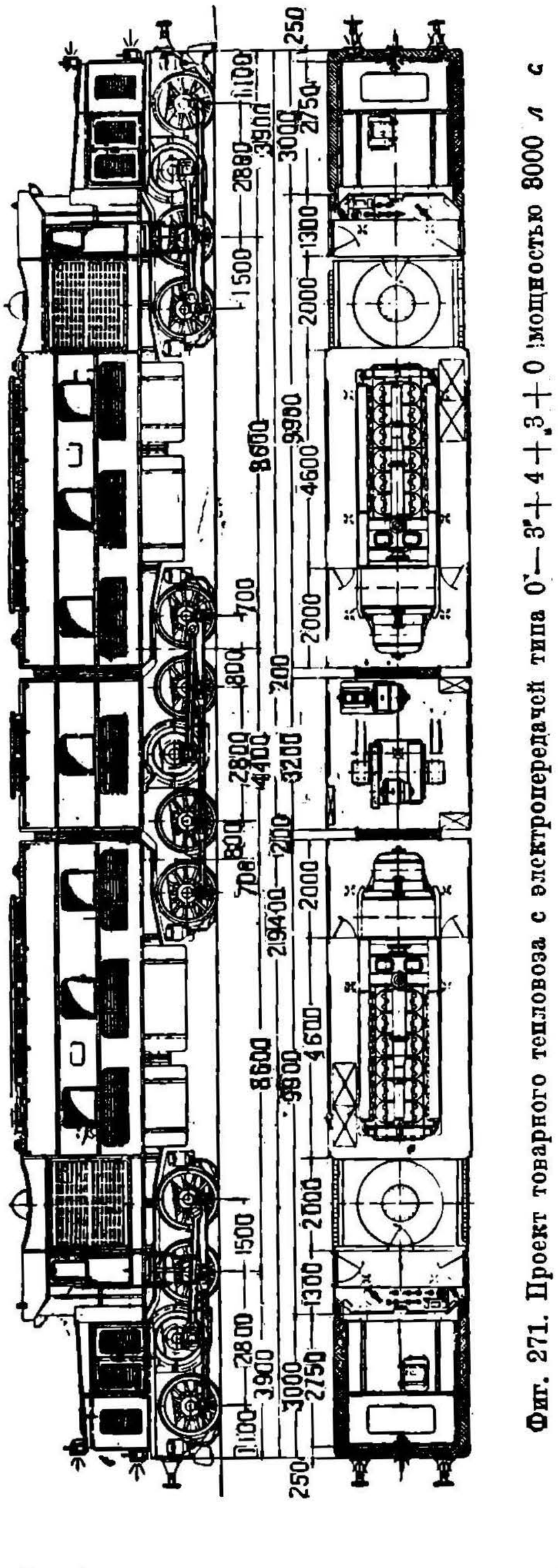
Идея стандартного тягового мотора уже начала проводиться в САСШ, где с 1928 года крупнейшая американская фирма General Electric Company стала снабжать выпускаемый ею подвижной состав однотипными тяговыми моторами.

Наряду с приведенными соображениями в пользу тепловозов с электропере-

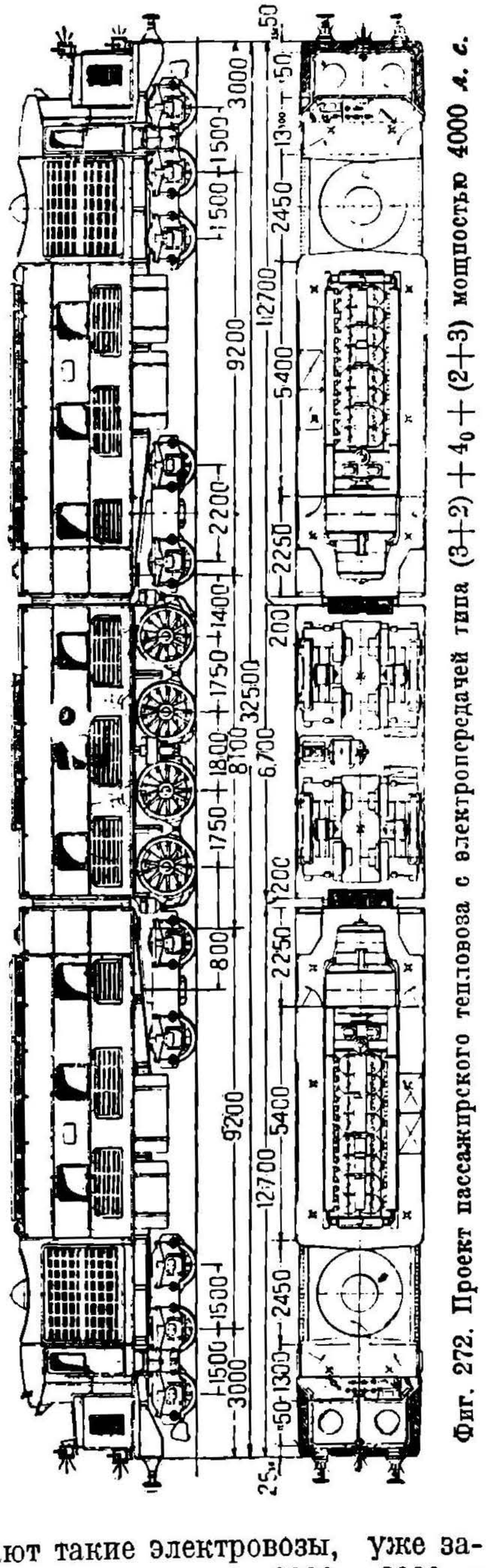
[1] Die elektrische Zugb förderung auf dem Internationalen Elektrizitäts — Kongress zu Paris 1932. Elektrische Bahnen, 1932, № 12, стр. 269—270.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

дачей говорит и то обстоятельство, что развитие мощности тепловозов при электропередаче осуществляется значительно легче, нежели при прочих системах передач. В этом отношении может быть использован опыт постройки мощных электровозов, которые достигают в настоящее время 8000 *л. с.*



Фиг. 271. Проект товарного тепловоза с электропередачей типа $0'-3'+4+3+0$ мощностью 8000 *л. с.*



Фиг. 272. Проект пассажирского тепловоза с электропередачей типа $(3+2)+4_0+(2+3)$ мощностью 4000 *л. с.*

В Швейцарии, где в настоящее время работают такие электровозы, уже запроектированы тепловозы с электропередачей мощностью в 2000, 3000 и 4000 *л. с.*[1]

При проектировании тепловозов такой мощности было принято решение остановиться на двух типах дизельгенераторных установок в 1500 и в 2000 *л. с.*, из которых и скомпанованы следующие типы тепловозов с двигателями Зульцера.

[1] Special Number of The Technical Review Sulzer, 1933 № 1, стр. 1—9.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тепловоз типа 0—3+3—0 (фиг. 269) для товарных поездов, мощностью в 2000 *л. с.* с одним двигателем и двумя групповыми моторами, приводящими в движение каждые три сцепных оси тепловоза. Тепловоз рассчитан на часовую скорость в 27,5 *км/час* и на наибольшую в 65 *км/час*. Его расчетный, он же сцепной, вес равен 120 *т*. Величина β получилась, таким образом, равной 16,7 *л. с./т*, свидетельствуя о гармоничном сочетании мощности двигателя со сцепным весом.

Тепловоз типа $1—3_0+(2+3)$ (фиг. 270) для курьерских поездов мощностью в 2000 *л. с.* с одним двигателем и тремя тяговыми моторами с индивидуальным приводом трех сцепных осей, снабженных полыми валами. Особенностью этого проекта является расположение дизельгенераторной группы на раме, поддерживаемой двумя тележками (одной трехосной и другой двухосной) независимо от ведущей тележки. Тепловоз рассчитан на часовую скорость в 55 *км/час* при наибольшей скорости в 100 *км/час*. Расчетный вес тепловоза равен 140 *т* и сцепной—56 *т*. При полученной, таким образом, величине $\beta = 35{,}7$ *л. с./т*, указывающей на полное использование сцепного веса тепловоза отношение расчетного веса к сцепному получается в данном случае сравнительно высоким, а именно равным 2,5 и приближается к отношению, наблюдаемому у конструкций паровозных.

Как можно усмотреть из фиг. 269 и 270, рассмотренные тепловозы снабжены двумя двухрядными дизелями по восьми цилиндров в каждом ряду. Два коленчатых вала двигателя работают на вал одного генератора через зубчатую передачу.

Такое решение в отношении установки двухрядного двигателя вместо однорядного было принято в данном случае потому, что однорядный двигатель получился бы большим по длине и высоте, в то время как ширина тепловоза оказалась бы все же использованной неполностью. Кроме того, однорядный двигатель потребовал бы, по сравнению с двухрядным менее быстроходного генератора, который в таком случае получился бы более тяжелым. Так же и в отношении охлаждения однорядный двигатель при сравнительно большей мощности цилиндров потребовал бы охлаждения поршней, а вследствие этого и установки на тепловозе большего обьема холодильников.

Тепловоз типа 0—3+4+3—0 (фиг. 271) для товарных поездов мощностью в 3000 *л. с.* представляет собой сочлененную конструкцию, несущую две дизельгенераторные группы мощностью каждая в 1500 *л. с.* Три движущие тележки оборудованы тремя отдельными тяговыми моторами с групповым приводом осей.

Двухрядные двигатели той же конструкции, что и вышеописанные, имеют вместо восьми цилиндров в одном ряду только шесть цилиндров.

Тепловоз рассчитан на часовую скорость в 27,5 *км/час* при наибольшей скорости в 65 *км/час*. Его расчетный вес составляет 195 *т* и полностью использован для сцепления. Величина $\beta = 25{,}6$ *л. с./т* указывает на гармоничность конструкции тепловоза.

Тепловоз типа $(3+2)+4_0+(2+3)$ (фиг. 272) для курьерских поездов мощностью 4000 *л. с.* представляет также как и предыдущий, сочлененную конструкцию со средней ведущей частью и двумя, расположенными каждая на двух тележках из двух и трех осей, дизельгенераторными установками, мощностью по 2000 *л. с.*

Таким образом тепловоз представляет совершенно симметричную конструкцию с расчетным весом в 230 *т* и со сцепным—76 *т*.

При расчетной часовой скорости в 75 *км/час* и максимальной—в 120 *км/час*, величина $\beta = 34{,}2$ *л. с./т* получилась несколько ниже по сравнению с той же величиной тепловоза мощностью в 2000 *л. с.*, в то время как по существу она должна быть выше.

Отношение расчетного веса к сцепному в данном случае получилось равным 3 и, таким образом, менее выгодно, чем у тепловоза мощностью в 2000 *л. с.*

Осуществление вышеуказанных тепловозов столь значительной мощности при таких системах передачи, как механическая или воздушная, чрезвычайно усложнили бы как конструкцию тепловозов, так и систему управления ими.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

3 руб. 40 коп.
Перепл. 60 коп.

Инд. МС-3[illegible]-5(4)-3(2)

Сканувала Сідорчик О.В.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)