

ТЕПЛОВОЗНЫЕ ДИЗЕЛИ

ТИПА

Д49

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТРАНСПОРТ

ТЕПЛОВОЗНЫЕ ДИЗЕЛИ типа Д49

Под редакцией
канд. техн. наук Е. А. НИКИТИНА



МОСКВА «ТРАНСПОРТ» 1982

Тепловозные дизели типа Д49/Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков и др.; Под ред. Е. А. Никитина — М.: Транспорт, 1982. 255 с.

Подробно описаны новые тепловозные дизели типа Д49, их устройство, топливная, водяная, масляная и воздушная системы. Рассмотрены вопросы разборки, сборки и ремонта основных узлов, методика регулирования дизелей при ремонте.

Для инженерно-технических работников; будет полезна локомотивным бригадам.

Ил. 128, табл. 15.

Книгу написали: *Е. А. Никитин, В. М. Ширяев, В. Г. Быков, Г. В. Никонов, Д. А. Дехович, И. Я. Татарников, Э. А. Улановский, Л. Д. Юз.*

Рецензент: канд. техн. наук П. М. Егунов

Заведующий редакцией В. А. Дробинский

Редактор Н. П. Киселева

Т $\frac{3602030000-130}{049 (01)-82}$ 130-82

Создание надежного и экономичного дизеля представляет собой сложную проблему в конструкторско-технологическом и производственном аспектах, особенно в связи с ростом мощности двигателя на единицу объема и веса при одновременном повышении надежности, ресурса, экономичности и снижении трудоемкости его изготовления и обслуживания. Создание же однотипных двигателей с достаточно широким мощностным диапазоном выдвигает необходимость высокой унификации моделей семейства этих двигателей.

На производственном объединении «Коломенский завод имени В. В. Куйбышева» создан для различных нужд народного хозяйства ряд унифицированных дизелей типа Д49 с диапазоном мощностей от 585 до 4400 кВт. Постройка столь широкого мощностного ряда дизелей, имеющих современные весогабаритные и экономические показатели, стала возможной благодаря использованию прогрессивных достижений науки и техники. Наряду с использованием собственного опыта к созданию и организации производства новых двигателей Объединением привлечены многие научно-исследовательские, проектно-технологические и учебные институты и организации из различных отраслей промышленности. Ряд заводов участвует в специализированном изготовлении отдельных узлов. Все это позволило организовать поточное производство дизелей на базе современных технологических процессов.

Наиболее крупным потребителем дизелей типа Д49 стал железнодорожный транспорт. Магистральные тепловозы 2ТЭ116, 2ТЭ121, ТЭП70, ТЭП75 и маневровые — ТГМ6, ТЭМ7 оснащаются двигателями типа Д49.

В этой книге, написанной специалистами, непосредственно участвовавшими в создании дизелей типа Д49, рассмотрены основные особенности их конструкции применительно к дизелю типа 16ЧН 26/26. Для других модификаций даны отличительные особенности узлов, приведены характеристики и параметры на основных режимах работы. Авторы старались изложить материал так, чтобы были понятны принципиальные положения, лежащие в основе конструктивных решений или выбора характеристик. Внимание обращено также на этапы доводки новых двигателей, обслуживание их в эксплуатации, которое сведено к минимуму, однако этот минимум является обязательным для обеспечения надежной работы двигателей.

Все замечания и предложения по книге просим направлять в отдел главного конструктора по машиностроению Коломенского завода имени В. В. Куйбышева или издательство «Транспорт».

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И УСТРОЙСТВО МОЩНОСТНОГО РЯДА ДИЗЕЛЕЙ ТИПА Д49

1. Общая характеристика и параметры

Мощностной ряд четырехтактных дизелей типа Д49 (ЧН 26/26) включает восьми-, двенадцати-, шестнадцати- и двадцатицилиндровые модификации дизелей мощностью от 585 до 4410 кВт. Дизели этого ряда предназначены для применения на магистральных и маневровых тепловозах, передвижных электростанциях, на стационарных буровых и судовых установках. Мощностной ряд дизелей типа Д49 позволяет заменить весьма многочисленные устаревшие модели однотипными дизелями с высокой степенью унификации и лучшими экономическими показателями. Требования к моторесурсу и экономичности определили выбор в качестве базовой модели четырехтактного дизеля. В основу создания мощностного ряда был положен принцип обеспечения всего диапазона мощностей ряда за счет изменения количества цилиндров и уровня форсирования V-образных дизелей, имеющих одинаковые диаметр и ход поршня. Все дизели типа Д49 имеют диаметр цилиндра и ход поршня равными 260 мм, угол развала между цилиндрами в V-образной модели 42° . Отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = 26/26 = 1$ позволило создать дизели с хорошими показателями по габаритным размерам и сравнительно малой удельной массой.

Наибольшее применение дизели типа Д49 получили на железнодорожном транспорте. Мощностной диапазон, обеспечиваемый восьми-, двенадцати-, шестнадцати- и двадцатицилиндровыми моделями тепловозных дизелей типа Д49, позволяет применять эти дизели для маневровых и магистральных тепловозов. Освоенные и планируемые мощностные диапазоны для каждой модели дизелей определяются средним эффективным давлением p_e (от 0,743 до 1,922 МПа) и частотой вращения коленчатого вала (от 750 до 1100 об/мин). Степень унификации деталей между моделями ряда равна 87 %. Все основные узлы дизелей, определяющие сроки службы между ремонтами (цилиндро-поршневая группа, шатунно-кривошипный механизм, клапанный механизм, топливная аппаратура, подшипники коленчатого вала, фильтры и др.), одинаковы для всех модификаций. Высокая унификация внутри ряда позволила использовать автоматические линии, специальные агрегатные станки и другое оборудование. При создании и доводке дизе-

лей типа Д49 были использованы лучшие конструктивные решения, проверенные в длительной эксплуатации на отечественных дизелях 11Д45 и Д100, а также учтен опыт крупнейших зарубежных фирм в области дизелестроения.

Все основные узлы ряда дизелей типа Д49 изготовлены в виде отдельных агрегатов, закрепленных на блоке цилиндров двигателя (рис. 1). Такая компоновка позволяет обеспечить высокое качество изготовления каждого узла и при необходимости провести испытания узлов на специальных стендах до начала общей сборки двигателя. Это значительно сокращает и упрощает общую сборку. Кроме того, такое решение дает возможность весьма широко изготавливать некоторые агрегаты и узлы на ряде специализированных заводов, а при ремонте в локомотивных депо применять агрегатный метод.

Блок цилиндров 5 «сухой», сварно-литой, основные сварные швы разгружены от усилий давления сгорания. Коленчатые валы упрочнены: шейки валов азотированы, а галтели накатаны. Стальные валы для форсированных модификаций на каждой щеке вала имеют противовес. Подшипники коленчатого вала залиты свинцовой бронзой и взаимозаменяемы.

Втулки цилиндров подвесного типа. Втулка и крышка цилиндров образуют цилиндрический комплект 3, который может быть демонтирован из блока вместе с шатуном и поршнем. Клапаны опираются на «плавающие» вставные седла в крышках цилиндров.

Клапанный механизм управляется общим для правого и левого рядов дизеля распределительным валом, а в приводе клапанов для уменьшения зазоров установлены гидротолкатели. Поршни составной конструкции охлаждаются маслом. Топливная форсунка вынесена из полости клапанного механизма, весь топливный трубопровод расположен вне системы смазки.

Все основные узлы и трубопроводы системы масла расположены на дизеле. Выпускные коллекторы 2 охлаждаются водой и имеют экранирующую жаровую трубу. Конструктивное исполнение узлов дизеля позволяет применять высокотемпературное охлаждение. На большинстве модификаций дизелей регуляторы частоты вращения и мощности имеют устройства, корректирующие подачу

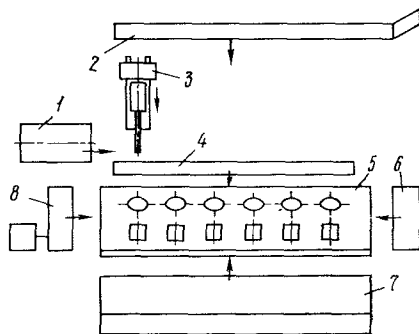


Рис. 1. Схема компоновки дизелей типа Д49:

1 — турбокомпрессор; 2 — коллектор выпускной; 3 — цилиндрический комплект (крышка цилиндра, втулка цилиндра, поршень и шатун); 4 — лоток с распределительным валом и топливными насосами; 5 — блок цилиндров с коленчатым валом; 6 — привод распределительного вала и других вспомогательных агрегатов; 7 — поддизельная рама с теплообменником масла или ванна масляная; 8 — привод водяных и масляных насосов с насосами

топлива в зависимости от давления наддува и встроенную защиту дизеля от падения давления масла.

Для обеспечения высокого ресурса основных деталей дизелей широко применены современные методы химико-термической обработки и гальванические покрытия (цементация, азотирование, хромирование и другие методы). В производстве дизелей применены прогрессивные технологические процессы и высокопроизводительное оборудование: контактная стыковая электросварка картера блока, электрофизические и электрохимические методы обработки деталей топливной аппаратуры и турбокомпрессоров, суперфиниширование подшипниковых поверхностей валов алмазной лентой, алмазное растачивание, парное шлифование и т. д.

При создании мощного ряда дизелей типа Д49 был выполнен комплекс опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ, натурных испытаний узлов и дизеля в целом. Большое внимание уделено вопросам механической и термической прочности новых двигателей. Долговечность наиболее ответственных узлов двигателей оценивалась на специальных установках для проведения усталостных испытаний натурных образцов блока цилиндров, коленчатых валов, шатунов и других узлов. Усталостные испытания при нагружении усилиями, значительно превышающими рабочие усилия, с соблюдением схем действительного нагружения явились эффективным средством оценки запасов прочности основных узлов.

Долговечность термически напряженных деталей сложной формы (крышка цилиндра, поршень и др.) определялась в процессе ускоренных испытаний на дизелях, позволявших имитировать темпы накопления остаточных напряжений в условиях эксплуатации. Оценка долговечности подшипников коленчатого вала помимо расчета проводилась путем непосредственного измерения толщины масляной пленки в коренных и шатунных подшипниках на работающих дизелях. Все основные и базовые модели дизелей типа Д49 в процессе доводки и при сдаче заказчикам проходили испытания по ускоренной 840-часовой программе. Испытания осуществлялись с помощью управляющей ЭВМ «Днепр». На дизелях типа Д49, применяемых на магистральных тепловозах, достигнут ресурс до первого осмотра поршней 250—300 тыс. км пробега, а на дизелях, устанавливаемых на маневровых тепловозах, 15—20 тыс. ч.

Все дизели типа Д49 имеют газотурбинный наддув. На дизелях типа Д49 среднего форсирования ($p_e = 1,2$ МПа) применяется одноступенчатая система наддува, на дизелях с повышенным форсированием ($p_e > 1,6$ МПа) по среднему эффективному давлению применяется двухступенчатая система наддува с двойным промежуточным охлаждением воздуха после каждой ступени наддува. На восьми-, шестнадцати- и двадцатичилиндровых модификациях дизелей применена изобарная система наддува, на двенадцатичилиндровых модификациях система наддува с преобразователями

Таблица 1

Марка, фирма и размерность дизеля	Мощность дизеля, кВт	Частота враще- ния коленчатого вала, об/мин	Средняя ско- рость поршня, м/с	Среднее эффек- тивное давле- ние, МПа	Удельный рас- ход топлива, г/(кВт·ч)	Масса удельная дизеля, кг/кВт	Габаритные размеры дизеля, м		
							Длина	Ширина	Высота
1Д49, 20ЧН 26/26	4410	1100	9,53	1,74	214	4,3	5,05	1,58	2,8
2А-5Д49, 16ЧН 26/26	2940	1000	8,67	1,59	208	5,1	4,72	1,57	2,6
1А-5Д49, 16ЧН 26/26	2250	1000	8,67	1,22	204	6,8	4,72	1,57	2,6
1-2Д49, 12ЧН 26/26	2210	1000	8,67	1,56	204	5,76	3,63	1,57	2,6
3А-6Д49, 8ЧН 26/26	880	1000	8,67	0,96	204	10,9	3,3	1,65	2,29
Дженерал-Моторс G45E3, 16ДН 23,2/25,4	2455	900	7,62	0,97	240	7,58	5,37	1,72	2,47
Дженерал-Электрик, FDL, 16ЧН 22,9/26,7	2868	1050	9,35	1,91	214	6,47	4,90	1,73	2,18
Инглиш-Электрик РКСТ, 16ЧН 25,4/30,5	2580	900	9,2	1,38	224	8,57	6,31	1,83	2,32
МАК 12М282, 12ЧН 24/28	1765	1000	9,35	1,39	214	6,8	2,83	1,65	2,20
Пильстик 18РА6, 18ЧН 28/29	4632	1050	10,15	1,65	224	—	5,05	1,78	2,48
Зульцер 16LVA, 16ЧН 24/28	2940	1100	10,3	1,65	218	—	5,34	1,80	3,10
Купер-Бессемер FVDL16T, 16ЧН 22,9/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	—	4,57	1,66	2,13
Алко 16 251С, 16ЧН 22,8/26,7	2242	1050	9,35	1,49	220	—	5,34	1,52	2,43

Примечания. 1. Масса удельная и габариты дизелей даны без электрооборудования, установочного оборудования, без поддизельных рам с поддоном для масла
2. Расходы топлива и масла даны при работе на полной мощности.

импульсов перед турбокомпрессорами. Наддувочный воздух охлаждается на дизелях мощностью выше 600 кВт.

Рационально выбранные для каждой модификации дизеля типа Д49 показатели по среднему эффективному давлению, скорости поршня, системе воздухообеспечения и наддува обеспечивают качественное протекание рабочего процесса и необходимые параметры по экономичности и ресурсу. В результате проведенных экспериментальных работ для каждой модификации дизеля подобраны свои фазы газораспределения и топливоподачи в зависимости от степени форсирования дизеля и принятой системы наддува. У большинства модификаций дизелей типа Д49 расход топлива на полной мощности составляет 204—212 г/(кВт·ч).

Сравнение модификаций дизелей типа Д49 с зарубежными тепловозными дизелями одинаковой быстроходности и уровня форсирования (табл. 1) показывает, что дизели типа Д49 не уступают лучшим образцам зарубежных по экономичности, расходу металла и габаритным размерам. Сравнение показателей дизелей

Основные параметры	Значение параметров дизелей			
	Д49			
Марка дизеля (дизель-генератора)	2А-5Д49 (2А-9ДГ)	1А-5Д49 (1А-9ДГ)	2-2Д49 (2-26ДГ)	3А-6Д49 —
Обозначение по ГОСТ 4393—74	16ЧН26/26	16ЧН26/26	16ЧН26/26	8ЧН26/26
Мощность дизеля, кВт	2940	2250	1470	880
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1000	1000	1000	1000
Среднее эффективное давление, МПа	1,59	1,22	1,07	0,96
Средняя скорость поршня, м/с	8,67	8,67	8,67	8,67
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	208	204	208	204
Удельный расход масла на угар, г/(кВт·ч)	1,8	1,6	1,9	1,6
Масса удельная дизель-генератора, кг/кВт	8,6	11,1	13,6	(10,9)

Основные параметры	Значение параметров дизелей				
	Д1100	Д40	Д50		
Марка дизеля (дизель-генератора)	10Д100 —	2Д100 —	11Д45 —	14Д40 (14ДГ)	Д50 (ПДГ1М)
Обозначение по ГОСТ 4393—74	10ДН20,7/2×25,4	10ДН20,7/2×25,4	16ДН23/30	12ДН23/30	6ЧНЗ1/33
Мощность дизеля, кВт	1470	1470	2210	1470	880
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	850	850	750	750	750
Среднее эффективное давление, МПа	0,9	0,6	0,8	0,79	0,9
Средняя скорость поршня, м/с	7,2	7,2	7,5	7,5	8,25
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	218	240	224	219	224
Удельный расход масла на угар, г/(кВт·ч)	2,2	5,4	2,72	2,3	4,0
Масса удельная дизель-генератора, кг/кВт	12,7	18,4	10,9	14,7	25,2

типа Д49 с тепловозными дизелями, применяемыми в отечественном тепловозостроении (табл. 2), также указывает на превосходство дизелей типа Д49 по расходам топлива, масла, металлоемкости и подтверждает экономическую целесообразность и эффективность их применения на железнодорожном транспорте.

2. Шестнадцатцилиндровые дизели

Шестнадцатцилиндровые тепловозные дизели 5Д49 и дизель-генераторы 9ДГ получили наибольшее распространение по количеству модификаций и объему выпуска. Они явились базовой моделью для создания восьми-, двенадцати и двадцатцилиндровых дизелей. Мощностной диапазон тепловозных модификаций дизелей 16ЧН 26/26 от 2060 до 2940 кВт. В табл. 3 приведены параметры и характеристики семи модификаций дизелей 16ЧН 26/26 от 2060 до 2940 кВт и созданных на их базе дизель-генераторов и дизель-агрегатов.

Т а б л и ц а 3

Основные параметры	Значения параметров дизель-генераторов			
	1А-9ДГ (1-9ДГ)	2-9ДГ, 2А-9ДГ, (2В-9ДГ)	3-9ДГ	5-9ДГ
Марка дизеля	1А-5Д49 (1-5Д49)	2-5Д49, 2А-5Д49, 2В-5Д49	3-5Д49	5-5Д49
Полная мощность дизеля, кВт	2250 (2230)	2940	2060	2390
Среднее эффективное давление, МПа	1,22 (1,2)	1,59	1,13	1,30
Частота вращения коленчатого вала, об/мин:				
номинальная ($n_{ном}$)	1000	1000	1000	1000
минимальная (n_{min})	350	350	350	350
Поршневая мощность, кВт/м ²	2654 (2625)	3490	2440	2820
Удельный расход топлива ¹ , г/(кВт·ч)	204+11	208+11	208+11	208+11
Расход топлива на холостом ходу при n_{min} , кг/ч	15,0	16,0	16,0	16,0
Удельный расход масла на угар ¹ , не более, г/(кВт·ч)	1,6	1,8	1,6	4,7
Давление наддува ¹ , МПа	0,14±0,012	0,186±0,012	0,134± ±0,01	0,147± ±0,01
Температура выпускных газов по цилиндрам ¹ , не более, °С	580	620	570	580

Основные параметры	Значения параметров дизель-генераторов			
	1А-9ДГ (1-9ДГ)	2-9ДГ, 2А-9ДГ (2В-9ДГ)	3-9ДГ	5-9ДГ
Максимальное давление сгорания ¹ , не более, МПа	11,27	12,75	10,8	11,8
Теплоотвод от дизеля ² , кДж/ч	595·10 ⁴ (586·10 ⁴)	775·10 ⁴	578·10 ⁴	691·10 ⁴
Подача насоса масла при $n_{ном}$, не менее, м ³ /ч	110	115	115	115
Давление масла, не менее, МПа:				
при $n_{ном}$	0,39	0,4	0,4	0,4
при n_{min}	0,1	0,1	0,1	0,1
Максимально допустимая температура масла на выходе, °С	85 (91)	85	83	83
Подача водяных насосов при $n_{ном}$ и напоре 0,3 МПа, не менее, м ³ /ч	80	80	80	80
Автоматическая защита ³ :				
при падении давления масла до, МПа	0,050	0,068	0,068	0,068
с дизеля снимается нагрузка при падении давления масла ⁴ до, МПа	0,29	0,29	0,29	0,29
при температуре воды дизеля, °С	106 (95)	106	111	106
Габаритные размеры дизель-генератора, м:				
длина	6,19	6,215 (6,74)	6,19	6,74
ширина	1,92	1,95 (2,02)	1,935	2,02
высота	2,97	2,97, 3,05 (3,05)	2,97	3,05
Масса дизель-генератора ⁵ , кг	25 050 (25_000)	2-9ДГ-25500 2А-9ДГ-25300	25 750	28 300
В том числе:				
генератора или тягового агрегата, кг	6 000	6000 (9000)	6 000	9 000
стартер-генератора, кг	800	800	800	—
возбудителя, кг	600 (355)	600, 355	355	—

¹ При работе на полной мощности дизеля.² При температуре воздуха на входе в дизель 40 °С.³ На дизель-генераторах выпуска с 1979 г. применены регуляторы частоты вращения и мощности, имеющие встроенную систему защиты от падения давления масла. Система обеспечивает снижение частоты вращения дизеля при падении давления масла ниже заданного допустимого значения для каждой частоты вращения дизеля.⁴ При частоте вращения коленчатого вала $n \geq 865$ об/мин⁵ С электрооборудованием и установочным оборудованием.

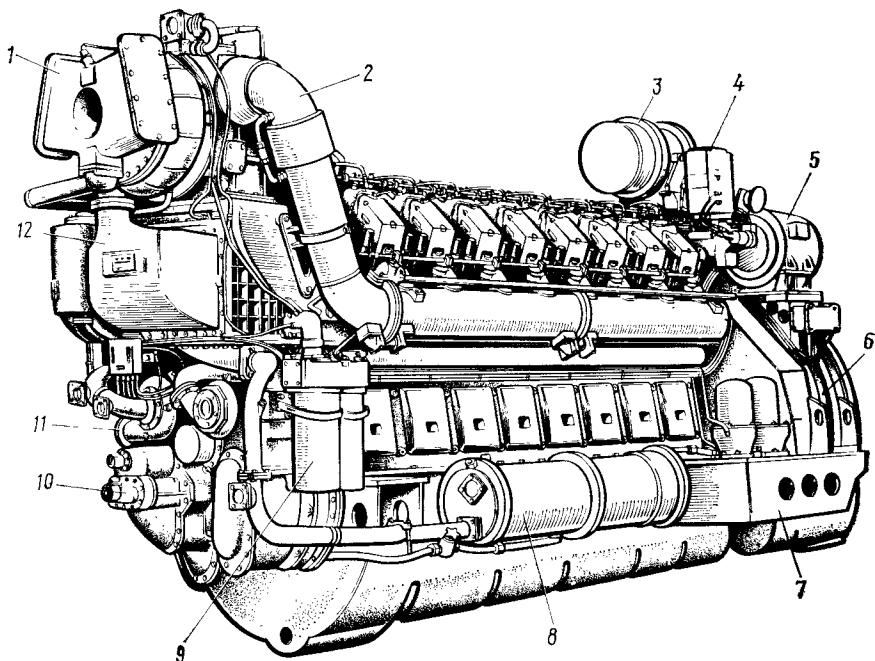


Рис. 2. Дизель-генератор 1А-9ДГ (внешний вид):

1 — турбокомпрессор; 2 — коллектор выпускной; 3 — вентилятор тягового генератора; 4 — регулятор частоты и мощности; 5 — возбудитель тягового генератора; 6 — генератор тяговый (переменного тока); 7 — рама поддизельная; 8 — теплообменник масла; 9 — масляный фильтр грубой очистки; 10 — насос масляный; 11 — насос водяной; 12 — теплообменник воздуха

Дизель-генератор 1А-9ДГ. На базе дизеля 16ЧН 26/26 создавались и развивались все дизель-генераторы типа 9ДГ с шестнадцатичилиндровыми дизелями 5Д49. Дизель-генератор 1А-9ДГ установлен на тепловозах 2ТЭ116. Он состоит из дизеля 1А-5Д49 мощностью 2250 кВт и генератора ГС-501А, смонтированных на общей раме и соединенных пластинчатой муфтой (рис. 2, 3, 4).

При описании всех модификаций дизеля сторона фланца отбора мощности будет называться задним торцом дизеля, а сторона дизеля, противоположная фланцу отбора мощности, — передним торцом дизеля. Если смотреть на дизель со стороны фланца отбора мощности, то ряд цилиндров, расположенных справа, будет называться правым, а слева — левым.

Рама 12 под дизель (см. рис. 4) и генератор сварная. К боковым и торцовым листам рамы приварена ванна для масла. В нижней части рамы размещен маслозаборник. Блок цилиндров прикреплен к раме болтами. Все узлы и механизмы дизель-генератора размещены на блоке цилиндров, поддизельной раме и тяговом генераторе. К стойкам блока снизу прикреплены подвески блока, в кото-

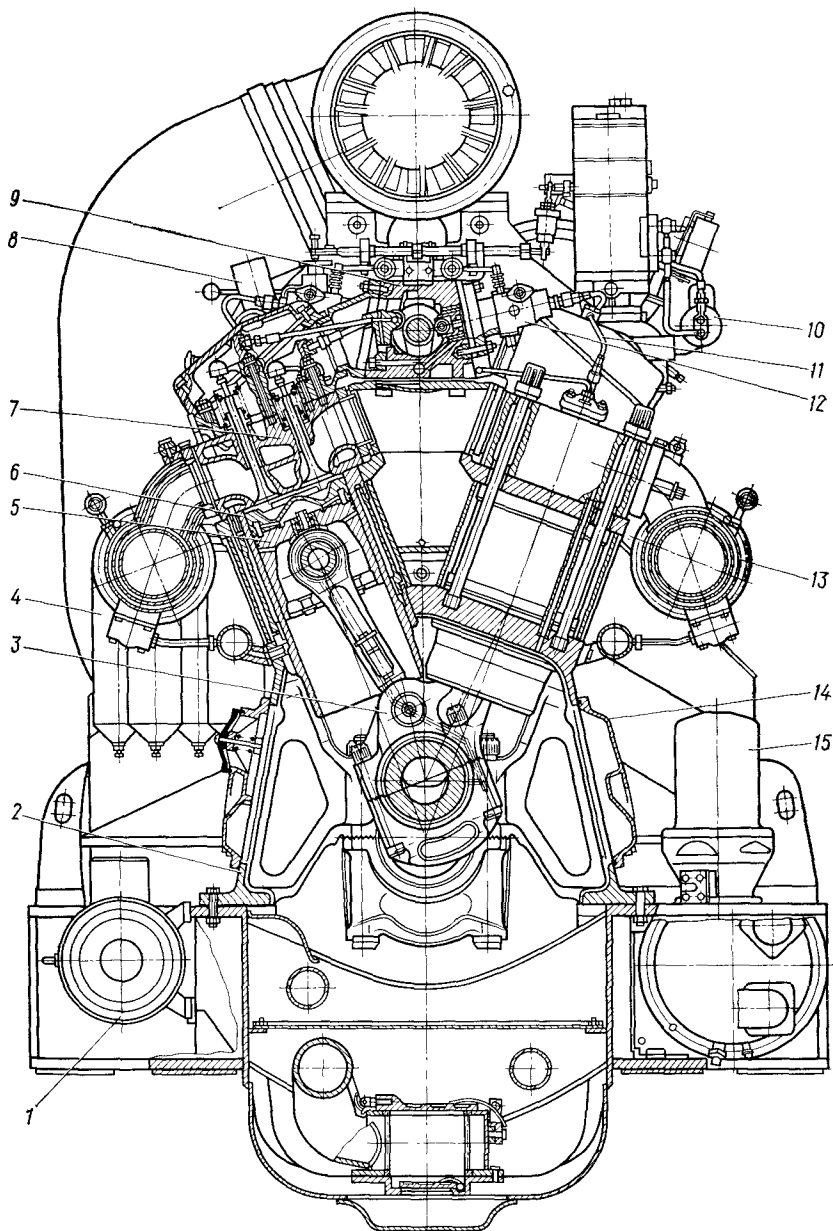


Рис. 3. Дизель-генератор 1-9ДГ (поперечный разрез):

1 — насос маслопрокачивающий; 2 — блок цилиндров; 3 — шатуны; 4 — фильтры тонкой очистки топлива; 5 — поршень; 6 — втулка цилиндра; 7 — крышка цилиндра; 8 — выключатель предельный; 9 — лоток с распределительным валом; 10 — серводвигатель пусковой; 11 — трубка форсуночная; 12 — насос топливный; 13 — коллектор выпускной; 14 — люк картера; 15 — центробежный фильтр масла

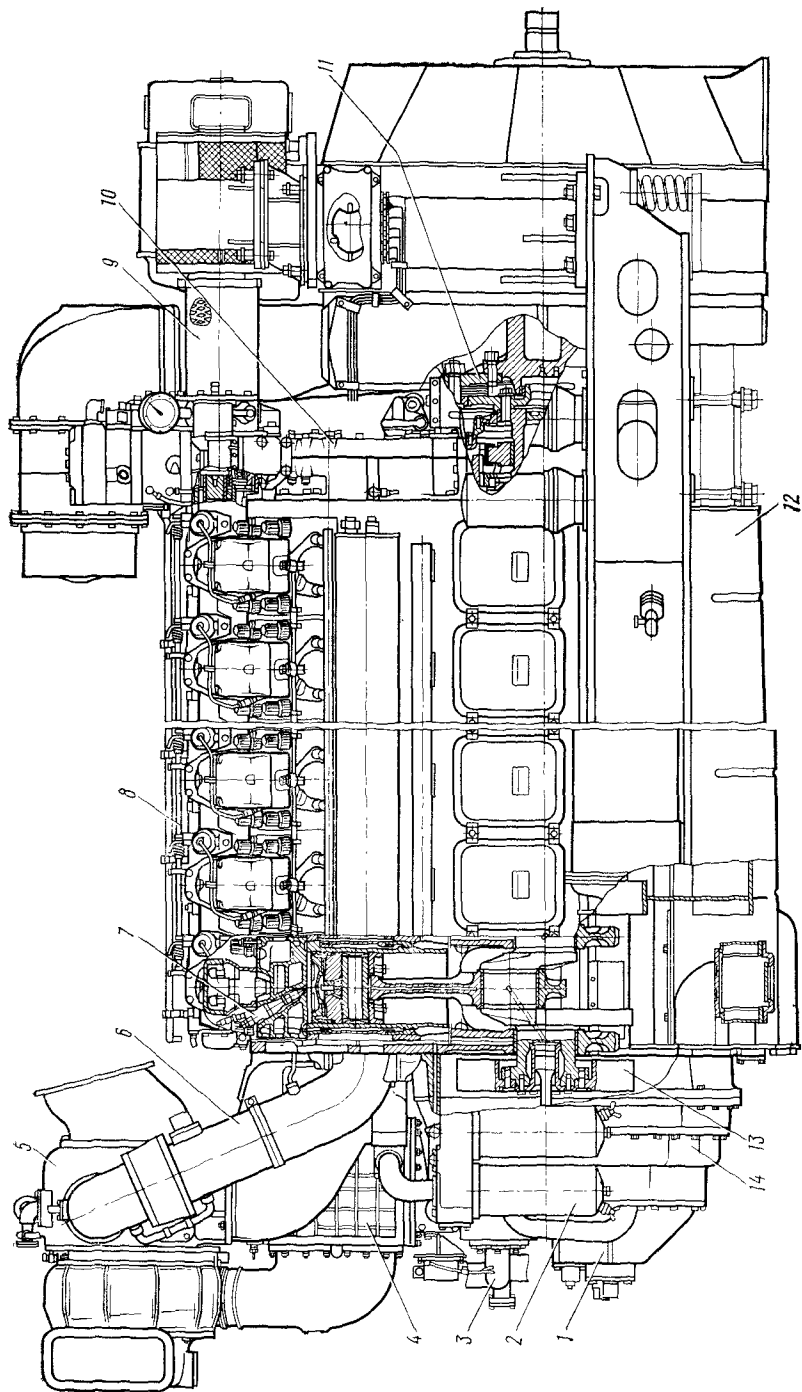


Рис. 4. Дизель-генератор 1-9ДГ (продольный разрез):

1 — насос масляный; 2 — фильтр грубой очистки масла; 3 — водяной насос; 4 — охладитель наддувочного воздуха; 5 — турбокомпрессор; 6 — газовыпускная труба; 7 — форсунка; 8 — механизм управления топливными насосами; 9 — ватопровод вспомогательных агрегатов; 10 — привод распределительного вала; 11 — муфта; 12 — рама поддизельная; 13 — демпфер; 14 — привод насосов

рых установлены подшипники коленчатого вала. Вкладыши коренных подшипников фиксированы в расточках под опоры коленчатого вала штифтами. Коленчатый вал в осевом направлении зафиксирован упорными кольцами, закрепленными на крайней задней стойке и подвеске блока цилиндров. На заднем торце имеется дополнительная выносная опора коленчатого вала.

На дизель-генераторах 1А-9ДГ выпуска до 1978 г. на передний конец коленчатого вала устанавливался демпфер вязкого трения. На всех дизель-генераторах с дизелями 16ЧН 26/26 выпуска с 1978 г., кроме дизель-генератора 1-9ДГ, на коленчатый вал установлен антивибратор комбинированный, который состоит из маятникового антивибратора и демпфера вязкого трения и обладает большей эффективностью для снижения напряжений в коленчатом вале от крутильных колебаний.

Блок цилиндров разделен на шестнадцать секций, в которых размещены втулки цилиндров. В развале блока конструктивно выполнен воздушный ресивер. В нижней части блока имеются люки 14 для доступа в картер (см. рис. 3). На крышках люков, установленных с правой стороны, имеются предохранительные клапаны, которые открываются в аварийных случаях при повышении давления в картере дизеля. Втулки цилиндров вставлены в сборе с рубашками в отверстия блока цилиндров и прикреплены к крышкам 7 цилиндров шпильками. Между поверхностями рубашек и втулок цилиндров образованы полости для прохода охлаждающей воды. Полости уплотнены резиновыми кольцами. Шатунный механизм состоит из главных и прицепных шатунов 3. Шатунные подшипники смазываются и охлаждаются маслом, поступающим из коренных подшипников через каналы коленчатого вала. Масло для охлаждения поршней подается из масляной системы дизеля через отверстия в коленчатом вале, в шатунном подшипнике и в шатунах.

Крышка цилиндра нижней плоскостью опирается на блок цилиндров и прикреплена к нему четырьмя шпильками, ввернутыми в картер блока цилиндров. В каждой крышке цилиндра расположены по два впускных и два выпускных клапана, форсунка 7 и индикаторный кран (см. рис. 4). На крышках установлены рычаги привода клапанов. Каждая пара одноименных клапанов открывается одним рычагом через гидротолкатели.

На верхней площадке блока цилиндров установлен лоток (корпус), в котором размещен распределительный вал. Лоток прикреплен к блоку цилиндров шпильками. Распределительный вал вращается в разъемных алюминиевых подшипниках. Он управляет движением впускных и выпускных клапанов крышек цилиндров и работой топливных насосов соответственно порядку работы цилиндров благодаря размещенным на валу впускным, выпускным и топливным кулачкам. Каждый кулачок последовательно воздействует на клапаны и топливные насосы правого и левого рядов цилиндров. Движение клапанам крышки цилиндра передается от

распределительного вала через рычаги и штанги. Распределительный вал приводится во вращение коленчатым валом через шестерни привода, размещенного на заднем торце блока цилиндров.

Каждый цилиндр дизеля имеет свою, независимую от других, топливную аппаратуру, состоящую из топливного насоса, форсуночной трубки 11 и форсунки (см. рис. 3). Топливо из системы тепловоза после фильтра грубой очистки, установленного на раме тепловоза, подается насосом 12 подачи топлива через фильтр топлива тонкой очистки, закрепленный на блоке цилиндров с правой стороны дизель-генератора, к топливным насосам высокого давления. Плунжер топливного насоса, установленного на лотке, перемещается толкателем от кулачка распределительного вала. Механизм управления топливными насосами установлен на верхней части лотка. Он имеет устройство, которое при работе дизеля на минимальной частоте вращения холостого хода автоматически отключает подачу топлива в восемь цилиндров (по четыре в каждом ряду) со стороны турбокомпрессора. Это позволяет исключить попадание топлива в масло и снизить расход топлива на холостом ходу. Устройство для отключения на холостом ходу при минимальной частоте вращения группы цилиндров имеется на всех модификациях тепловозных дизелей типа Д49.

На переднем торце дизеля (см. рис. 4) размещены корпус привода насосов, турбокомпрессор 5, охладитель наддувочного воздуха 4, закрепленный в развале кронштейна турбокомпрессора. Привод водяных и масляного насосов осуществляется через зубчатую передачу, состоящую из прямозубых шестерен, от шестерни коленчатого вала. По два водяных насоса установлено на всех модификациях дизелей, кроме дизеля 1-5Д49 дизель-генератора 1-9ДГ, система охлаждения которого выполнена в одном контуре.

На всех тепловозных дизель-генераторах с шестнадцатичилиндровыми дизелями типа Д49, кроме дизель-генераторов 1-9ДГ, 2-9ДГ и 3-9ДГ, с 1979 г. установлен топливopодкачивающий насос с механическим приводом от дизеля, которым осуществляется подача топлива к топливным насосам. В корпусах привода насосов имеются каналы для подвода масла к насосу и отвода от него. На приводе насоса закреплены два сетчатых фильтра грубой очистки масла, по одному с правой и левой сторон.

Турбокомпрессор 6ТК расположен на кронштейне, который крепится к блоку цилиндров дизеля. На всех дизелях 16ЧН 26/26 турбокомпрессоры одного типа и отличаются в основном регулировкой. На кронштейне турбокомпрессора закреплен охладитель наддувочного воздуха. Воздух от охладителя поступает по центральному каналу в кронштейне турбокомпрессора в ресивер блока цилиндров. В кронштейне турбокомпрессора имеется масляный канал, через который подается масло после второго фильтра грубой очистки в центральный канал блока цилиндров. На переднем торце размещена система вентиляции картера, состоящая из маслоотделительного бачка, закрепленного на кронштейне турбо-

компрессора, управляемой заслонки разрежения в картере и жидкостного дифференциального манометра. Заслонка, управляемая автоматически, обеспечивает необходимое разрежение в картере. Газы отбираются из картера и лотка во всасывающую полость турбокомпрессора. По обеим сторонам дизеля (см. рис. 4) размещены водоохлаждаемые выпускные коллекторы и газовыпускные трубы 6, через которые выпускные газы из крышек цилиндров подводятся к турбокомпрессору. В каждый из коллекторов выпускаются газы из восьми цилиндров. Газовыпускные трубы имеют съемные компенсаторы.

К заднему торцу блока цилиндров и поддизельной раме прикреплены корпуса закрытия коленчатого вала и механизма привода распределительного вала. Привод передает вращение от коленчатого вала к распределительному валу, приводному валу регулятора частоты вращения и мощности, механическому тахометру, предельному выключателю, вентилятору охлаждения тягового генератора, а также якорям возбуждителя генератора и стартер-генератора. Стартер-генератор типа ПСГ и возбуждитель типа ВС-650 установлены на генераторе и приводятся во вращение от распределительного вала валопроводом 9 через упругие муфты. Пуск дизеля осуществляется стартер-генератором от аккумуляторной батареи, во время пуска дизеля вращение от стартер-генератора коленчатому валу передается через привод. На верхней части корпуса привода установлен вентилятор охлаждения тягового генератора. Воздух к вентилятору поступает через фильтр воздуха в крыше тепловоза. От вентилятора охлаждающий воздух попадает к генератору по сварному патрубку коробчатой формы, размещенному с правой стороны дизель-генератора. Регулятор частоты вращения и мощности, механический тахометр расположены на левой стороне привода распределительного вала, а предельный выключатель на правой стороне привода.

На корпусе привода распределительного вала закреплен валоповоротный механизм, который при проворачивании вала дизель-генератора вводят в зацепление с зубьями на ведущем диске муфты, соединяющей дизель и генератор. Для предотвращения скопления масла в ресивере наддувочного воздуха на дизеле предусмотрена система удаления масла из ресивера в бак, расположенный в раме с левой стороны.

Все дизели типа Д49, кроме 1-5Д49 дизель-генератора 1-9ДГ, имеют двухконтурную систему охлаждения. Через горячий контур отводится тепло от деталей дизеля и турбокомпрессора, а через холодный контур от наддувочного воздуха и масла. Все дизели 16ЧН 26/26, кроме дизеля 1-5Д49, имеют высокотемпературное охлаждение: температура воды в горячем контуре допускается выше 100 °С. Система имеет избыточное давление. Вода из холодильной камеры тепловоза попадает во всасывающую полость водяного насоса горячего контура и далее через коллекторы правого и левого рядов блока на охлаждение втулок и крышек ци-

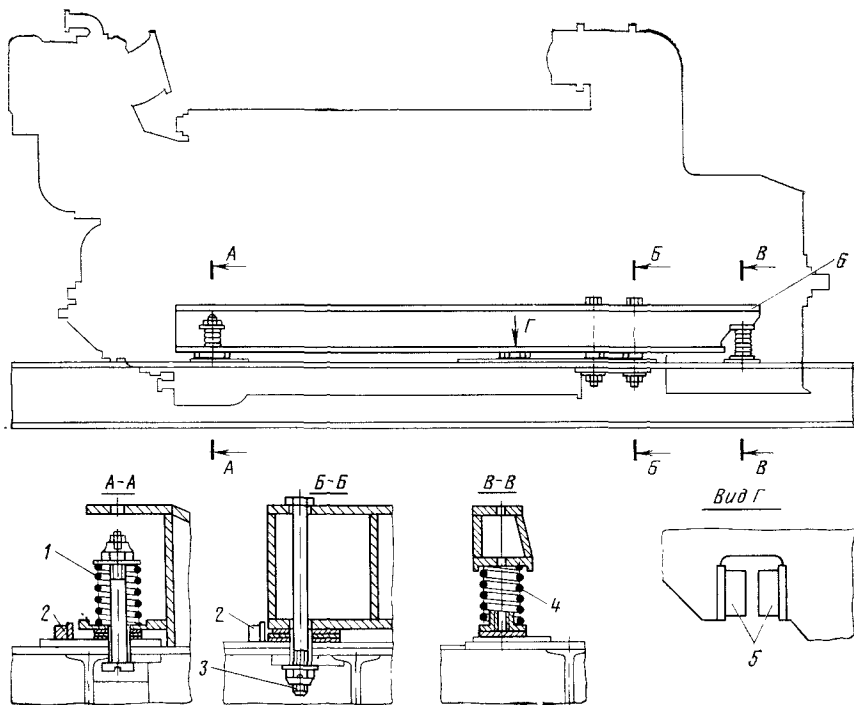


Рис. 5. Установка дизель-генератора 1А-9ДГ на раме тепловоза

линдров. Из крышек цилиндров вода поступает на охлаждение выпускных коллекторов, газовыпускных труб и корпусов турбокомпрессора. Из корпуса турбокомпрессора вода отводится в холодильную камеру тепловоза. Из холодильной камеры вода холодного контура подается к охладителю масла и далее к охладителю наддувочного воздуха, откуда попадает во всасывающую полость водяного насоса и нагнетается в секции холодильной камеры тепловоза.

Масляная система имеет масляный насос, охладитель масла, полнопоточный фильтр тонкой очистки масла со сменными бумажными фильтрующими элементами, фильтры грубой очистки масла, маслопрокачивающий насос. Из поддизельной рамы через специальное маслоприемное устройство масло поступает в полость масляного насоса и подается к фильтру грубой очистки масла, из него через трубопровод к фильтру тонкой очистки масла, а затем в охладитель масла. Часть масла поступает к двум центробежным фильтрам с гидравлическим приводом. Из охладителя масло поступает во второй фильтр грубой очистки и подается в систему дизеля. На поддизельной раме закреплены с левой стороны охладитель масла и два центробежных фильтра масла, с правой стороны масло-

прокачивающий насос. Фильтр тонкой очистки масла размещен вне дизель-генератора на раме тепловоза.

Все модификации дизелей 16ЧН 26/26 имеют следующий порядок работы цилиндров:

1пр—4л—5пр—2л—7пр—6л—3пр—1л—8пр—5л—4пр—7л—
—2пр—3л—6пр—8л. Уровень шума у всех дизелей типа 5Д49 не превышает 112 дБ при мощности до 2250 кВт и 114 дБ при мощности 2940 кВт. Наиболее тяжелой деталью дизелей 16ЧН 26/26 является блок цилиндров, масса которого равна 4260 кг.

Дизель-генератор при установке на раму тепловоза (рис. 5) опирается поддизельной рамой 6 на четыре платика в передней и средней частях, а под генератором рама опирается на две пружины 4. В передней части поддизельная рама крепится к раме тепловоза через пружины 1. Эти пружины имеют предварительную затяжку 50 кН. Для фиксации дизель-генератора от поперечных перемещений на раме тепловоза приварены упоры 2. От продольных перемещений дизель-генератор фиксируется упорами 5, приваренными к раме тепловоза и плотно входящими в вырез в нижнем листе поддизельной рамы. У заднего торца поддизельная рама крепится к раме тепловоза болтами 3. Опорные пружины 4 под генераторной частью рамы устанавливаются с усилием, уравнивающим массу генератора.

Дизель-генератор 1-9ДГ. На тепловозах ТЭ109, 132, 07 (экспортное исполнение) установлены дизель 1-5Д49 мощностью 2230 кВт и тяговый генератор ГС-501А. Компоновка, конструкция и размещение узлов на дизель-генераторе 1-9ДГ в основном одинаковы с дизель-генератором 1А-9ДГ.

Дизель имеет одноконтурную систему охлаждения. Масло в охладителе масла, наддувочный воздух и дизель охлаждаются водой, подаваемой от одного насоса. Вода из холодильной камеры тепловоза поступает в охладитель масла, а из него в охладитель наддувочного воздуха и далее во всасывающую полость насоса. Насос подает воду на охлаждение втулок цилиндров, а затем крышек цилиндров, выпускных коллекторов газораспределительных труб и турбокомпрессора. В масляной системе дизеля для очистки масла установлен сетчатый фильтр грубой очистки на входе масла в дизель и применены два центробежных фильтра масла с гидравлическим приводом. Все узлы и трубопроводы масляной системы расположены на дизель-генераторе. На коленчатом валу установлен демпфер вязкого трения.

Для тепловозов ТЭ109 и 07 применяется возбудитель генератора ВС-650. При установке дизель-генератора 1-9ДГ на тепловозы 132, которые имеют генератор отопления поезда, вместо возбудителя ВС-650 установлен агрегат А710. В этом случае от патрубка вентилятора охлаждения тягового генератора подается по трубе воздух для охлаждения агрегата А-710. Способ установки дизель-генератора на тепловозе аналогичен установке дизель-генератора 1А-9ДГ.

Дизель-генератор 2-9ДГ. Дизель 2-5Д49 мощностью 2940 кВт и тяговый генератор ГС-501А, установленные на общей поддизельной раме и соединенные пластинчатой муфтой, образуют дизель-генератор 2-9ДГ, который применяется на тепловозах 142. Компоновка, общее устройство, узлы и механизмы дизель-генератора в основном одинаковы с компоновкой и устройством дизель-генератора 1А-9ДГ тепловоза 2ТЭ116. На тяговом генераторе вместо возбuditеля ВС-650 устанавливается агрегат А-710 аналогично дизель-генератору 1-9ДГ. В связи с большей мощностью дизель-генератор 2-9ДГ имеет большее давление наддува и другие данные регулировки турбокомпрессора и фазы газораспределения по сравнению с дизель-генераторами 1А-9ДГ и 1-9ДГ.

На приводе насосов установлены 2 насоса масла, работающих последовательно. Так как масло сильно нагревается, то на поддизельной раме установлены 2 охладителя масла (по одному на каждой стороне рамы). Первый насос забирает масло из ванны поддизельной рамы и подает в первый фильтр грубой очистки масла, а затем по трубе в полнопоточный фильтр тонкой очистки масла со сменными бумажными фильтрующими элементами, установленный на раме тепловоза. Из фильтра тонкой очистки масло последовательно проходит через два охладителя, часть масла поступает к двум центробежным фильтрам, из которых после очистки сливается в масляную ванну поддизельной рамы. Из охладителей масло поступает во всасывающую полость второго насоса и затем через второй фильтр грубой очистки масла подается в дизель.

Оба насоса масла имеют одинаковую конструкцию, но частота вращения первого насоса на 3 % выше частоты второго. Маслопрокачивающий насос установлен на раме тепловоза.

Дизель-генератор 2А-9ДГ. Агрегат установлен на пассажирские тепловозы ТЭП70 и состоит из дизеля 2А-5Д49 мощностью 2940 кВт и тягового генератора ГС-501А, расположенных на общей поддизельной раме. Централизованное воздухоснабжение на тепловозе ТЭП70 позволило снять с привода распределительного вала вентилятор охлаждения тягового генератора. На генераторе установлен возбuditель ВС-650. Привод насосов имеет фланец отбора мощности на вспомогательные нужды тепловоза. Система автоматического регулирования частоты вращения обеспечивает ступенчатое управление частотой вращения с неравномерной разбивкой по рабочему диапазону.

Дизель-генератор (рис. 6) устанавливается на раму тепловоза на 22 плоских резинометаллических амортизаторах 4, расположенных по длине поддизельной рамы 6. Амортизаторы 4 крепятся болтами 5 к нижнему листу поддизельной рамы и также крепятся к раме тепловоза. Опорные амортизаторы одновременно удерживают дизель-генератор от боковых перемещений. От продольных перемещений дизель-генератор фиксируется упорными резино-

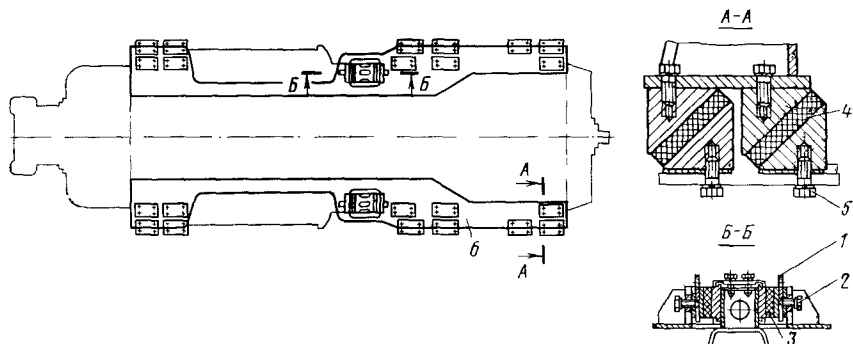


Рис. 6. Установка дизель-генератора 2А-9ДГ на раме тепловоза

металлическими амортизаторами 3. Между амортизаторами и планками на раме имеются распорные планки 1, установка и съем которых производится с помощью болтов 2.

Так же, как и дизель-генератор 2-9ДГ, дизель-генератор 2А-9ДГ имеет двухконтурную систему охлаждения с двумя насосами воды, в масляной системе установлены 2 насоса масла, работающих последовательно, и 2 охладителя масла.

Дизель-генератор 3-9ДГ. Деформированная модификация дизель-генератора 2-9ДГ применяется на тепловозах ТЭ114, предназначенных для эксплуатации в районах с жарким климатом и повышенной запыленностью. Он состоит из дизеля 3-5Д49 мощностью 2060 кВт и тягового генератора А-501АТ2.

Дизель имеет настройку турбокомпрессора и регулировку фаз газораспределения, отличающиеся от дизеля 2-5Д49. Установленный в масляной системе тепловоза ТЭ114 фильтр тонкой очистки масла с бумажными фильтрующими элементами является частично-поточным и пропускает 25 % масла. В остальном дизель-генератор одинаков с дизель-генератором 2-9ДГ.

Дизель-агрегат 2В-9ДГ. Дизель-агрегат устанавливается на тепловозы 2ТЭ121 и состоит из дизеля 2В-5Д49 мощностью 2940 кВт и тягового агрегата А-714У2, смонтированных на общей поддизельной раме. Тяговый агрегат А-714У2 представляет собой тяговый генератор в комплекте с выпрямительной установкой типа УВКТ-9У2, расположенной на верхней части генератора, и встроенного вспомогательного генератора. Тяговый агрегат имеет независимое возбуждение.

В связи с увеличенными габаритными размерами и массой тягового агрегата А-714У2 по сравнению с генератором ГС-501А поддизельная рама у дизель-агрегата 2В-9ДГ имеет большую высоту и повышенную жесткость. Стартер-генератор установлен на раме тепловоза и связан с фланцем отбора мощности на приводе насосов дизеля через муфту и промежуточный редуктор, расположенный на тепловозе.

Централизованное воздухообеспечение, независимое возбуждение тягового генератора и установка стартер-генератора на раме тепловоза позволили использовать упрощенный привод распределительного вала, унифицированный с дизелем 3А-6Д49. Установка дизель-агрегата на раме тепловоза выполнена по схеме, принятой для дизель-генератора 1А-9ДГ. Системы масла и охлаждения, устройство дизель-агрегата в остальном одинаковы с дизель-генератором 2-9ДГ.

Дизель-агрегат 5-9ДГ. Дизель-агрегат предназначен для установки на тепловоз 4ТЭ130 для работы в районах с холодным климатом. По компоновке и комплектровке дизель-агрегат 5-9ДГ в основном одинаков с дизель-агрегатом 2В-9ДГ. Он является его деформированной модификацией и состоит из дизеля 5-5Д49 мощностью 2390 кВт и тягового агрегата А-714.

В конструкцию дизеля, его регулировку и системы внесены изменения, связанные с особенностями эксплуатации в районах с холодным климатом, предусмотрена термозоляция поддона поддизельной рамы и охладителей масла.

3 . Двенадцатицилиндровые дизели

Тепловозные дизель-генераторы с дизелями 12СН 26/26 создавались на базе дизель-генераторов с дизелями 16СН 26/26. Все двенадцатицилиндровые модификации имеют одинаковые с дизелями 16СН 26/26 цилиндро-поршневую группу, шатунно-кривошипный механизм, крышки цилиндров, подшипники, топливную аппаратуру, механизмы привода клапанов, насосы воды и масла, кронштейны для установки турбокомпрессоров, охладители наддувочного воздуха, систему вентиляции картера, а также одинаковое расположение агрегатов на торцах дизелей. Многие узлы и механизмы, размещенные на торцах этих дизелей, унифицированы. Мощность дизелей 12СН 26/26 лежит в диапазоне от 1470 до 2210 кВт. Основные параметры и характеристики трех дизель-генераторов с дизелями 12СН 26/26 приведены в табл. 4.

Дизель-генератор 1-26ДГ. Вместо дизель-генераторов 1-9ДГ на тепловозы ТЭ109 и 132 устанавливают дизель-генератор 1-26ДГ, состоящий из дизеля 1-2Д49 мощностью 2205 кВт и тягового генератора ГС-501А, которые смонтированы на общей раме и соединены пластинчатой муфтой. У дизель-генератора 1-26ДГ узлы и механизмы, размещенные на торцах, полностью унифицированы с дизель-генератором 1-9ДГ. Так же, как у дизель-генератора 1-9ДГ, на тяговом генераторе дизель-генератора 1-26ДГ установлены электрические машины, которые приводятся во вращение от привода распределительного вала.

Конструкции блока цилиндров, лотка с распределительным валом, поддизельной рамы у дизель-генератора 1-26ДГ аналогичны конструкции этих узлов у дизель-генератора 1-9ДГ, но имеют меньшую длину. На коленчатом вале установлен комбини-

Т а б л и ц а 4

Основные параметры	Значения параметров дизель-генераторов		
	1-26ДГ	2-26ДГ	26ДГ
Марка дизеля	1-2Д49	2-2Д49	2-Д49
Полная мощность дизеля, кВт	2210	1470	1470
Среднее эффективное давле- ние, МПа	1,57	1,07	1,26
Частота вращения коленча- того вала, об/мин:			
номинальная ($n_{\text{ном}}$)	1000	1000	850
минимальная (n_{min})	350	350	400
Поршневая мощность, кВт/м ²	3490	2316	2316
Удельный расход топлива ¹ , г/(кВт·ч)	204	208	204
Расход топлива на холостом ходу при n_{min} , кг/ч	9	9	9
Удельный расход масла на угар ¹ , г/(кВт·ч)	1,75	1,9	1,8
Давление наддува ¹ , МПа	0,176—0,196	0,12—0,14	0,127—0,147
Максимальное давление сго- рания ¹ , не более, МПа	12,75	10,7	11,3
Температура выпускных га- зов по цилиндрам ¹ , не бо- лее, °С	602	527	577
Теплоотвод от дизеля ² , кДж/ч	$582 \cdot 10^4$	$405 \cdot 10^4$	$410 \cdot 10^4$
Подача насоса масла при $n_{\text{ном}}$, не менее, м ³ /ч	100	100	90
Давление масла на входе, не менее, МПа:			
при $n_{\text{ном}}$	0,44	0,44	0,38
при n_{min}	0,118	0,118	0,15
Максимально допустимая температура масла на вы- ходе, °С	87	88	82
Подача водяных насосов при $n_{\text{ном}}$ и напоре 0,3 МПа, не менее, м ³ /ч	0,075	0,075	0,068
Автоматическая защита при падении давления масла до, МПа:	0,070	0,070	0,085
с дизеля снимается на- грузка при падении давле- ния масла ³ до, МПа	0,295	0,280	0,310

Основные параметры	Значения параметров дизель-генераторов		
	1-26ДГ	2-26ДГ	26ДГ
с дизеля снимается нагрузка при повышении температуры воды с дизеля, выше, °С	98	98	95
Габаритные размеры дизель-генератора, м:			
длина	5,43	5,34	5,58
ширина	1,92	1,92	1,71
высота	2,89	2,76	2,72
Масса дизель-генератора ⁴ , кг	23 300	20 000	22 000
В том числе:			
генератора или тягового агрегата	6 000	5 500	7 600
стартер-генератора и возбuditеля	1 400	—	—

¹ При работе на полной мощности.

² При температуре воздуха на входе в дизель 40 °С.

³ При частоте вращения коленчатого вала $n \geq 165$ об/мин.

⁴ С электрооборудованием и установочным оборудованием.

рованный антивибратор. Комбинированный антивибратор по своему конструктивному исполнению одинаков с антивибраторами дизелей 16ЧН 26/26 и отличается лишь настройкой маятниковой части; на поддизельной раме установлены 2 охладителя масла (по одному на каждой стороне); маслопрокачивающий насос и фильтр тонкой очистки масла с бумажными фильтрующими элементами установлены на раме тепловоза; система охлаждения дизеля одноконтурная; от привода насосов, как и у дизель-генератора 1-9ДГ, приводится один насос воды и один насос масла. На всех дизелях типа 12ЧН 26/26 на каждой стороне дизеля размещены по два выпускных коллектора, каждый коллектор объединяет выпуск из трех цилиндров, перед входными патрубками турбокомпрессора установлены преобразователи импульсов.

На дизель-генераторе 1-26ДГ применен турбокомпрессор 6ТК, по всем своим элементам унифицированный с турбокомпрессорами дизелей 16ЧН 26/26, но имеющий свою оптимальную настройку. При работе дизелей 12ЧН 26/26 на минимальной частоте вращения холостого хода устройство механизма управления топливными насосами автоматически отключает подачу топлива в шесть цилиндров (по три в каждом ряду). В остальном по компоновке, конструктивному исполнению и комплектовке дизель-генератор 1-26ДГ аналогичен дизель-генератору 1-9ДГ.

Все двенадцатицилиндровые модификации дизелей имеют следующий порядок работы цилиндров: 1л—6пр—2л—5пр—4л—3пр—6л—1пр—5л—2пр—3л—4пр. Масса наиболее тяжелой детали блока цилиндров дизелей 12ЧН 26/26 равна 3500 кг.

Дизель-генератор 2-26ДГ. Дизель 2-2Д49 мощностью 1470 кВт и генератор ГС-515, установленные на общей поддизельной раме, образуют дизель-генератор 2-26ДГ, применяемый на тепловозах ТЭМ7. Как и на всех дизель-генераторных установках, все узлы дизель-генератора размещены на блоке цилиндров и поддизельной раме, в поддизельной раме образована ванна для масла. На генераторе в отличие от ранее рассмотренных дизель-генераторов электрические машины и устройства не установлены.

Привод насосов дизеля 2-2Д49, корпуса и шестерни которого унифицированы с приводом дизелей 16ЧН 26/26, имеет фланец для отбора мощности до 300 кВт. Редуктор, установленный на раме тепловоза, связан со стартер-генератором для пуска дизеля, приводит в действие возбудитель и вспомогательные механизмы тепловоза. На приводе насосов установлены и получают от него вращение 2 насоса воды, 1 насос масла. На корпусе привода насосов (с левой стороны) установлен 1 фильтр грубой очистки масла.

Дизель имеет привод распределительного вала, унифицированный с дизелем 3А-6Д49. От него получают вращение регулятор частоты вращения и мощности, механический тахометр, датчик дистанционного тахометра, предельный выключатель подачи топлива. На дизеле 2-2Д49 применен турбокомпрессор ТК-23. Турбокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха размещены на кронштейне аналогично дизель-генератору 1А-9ДГ. На поддизельной раме установлены два охладителя масла (по одному с каждой стороны), два центробежных фильтра масла. Маслопрокачивающий и топливоподкачивающий насосы, фильтр тонкой очистки масла с бумажными фильтрующими элементами размещены на тепловозе. В остальном двухконтурная система охлаждения, системы масла и топлива аналогичны системам дизель-генератора 1А-9ДГ. Установка дизель-генератора на раме тепловоза выполнена по схеме, принятой для дизель-генераторов 1-9ДГ и 1А-9ДГ.

Дизель-генератор 26ДГ. Устанавливается на тепловозы ТЭЗ (ТЭЗМК) взамен дизель-генераторов 2Д100, выработавших ресурс. Дизель-генератор 26ДГ состоит из дизеля 2Д49 мощностью 1470 кВт и тягового генератора МПТ 99/47А. Поддизельная рама у дизель-генератора 26ДГ имеет высоту на 160 мм меньше, чем у дизель-генераторов 1А-9ДГ, 1-26ДГ и др. Это позволяет при установке дизель-генератора 26ДГ на тепловоз ТЭЗ обеспечивать соосность валов отбора мощности от дизель-генератора (для привода насосов и генератора) с валами компрессора, редуктора привода охлаждающего устройства тепловоза и для других нужд.

Расположение оборудования на переднем и заднем торцах дизель-генератора 26ДГ в основном одинаково с 2-26ДГ и отлича-

ется лишь установкой на привод насосов двух фильтров грубой очистки масла (по одному с каждой стороны), а на привод распределительного вала двух центробежных фильтров масла. Охлаждатель масла, полнопоточный фильтр тонкой очистки масла с фильтрующими бумажными элементами, маслопрокачивающий насос, топливоподкачивающий насос и фильтр грубой очистки топлива установлены на раме тепловоза. Системы дизеля и узлы систем, размещенные на раме тепловоза, максимально унифицированы с системами и узлами дизель-генератора 2Д100 и тепловоза ТЭЗ. Пуск дизеля осуществляется тяговым генератором от аккумуляторной батареи.

4. Восьмицилиндровые дизели

Дизели 8ЧН 26/26 применяются на тепловозах с гидропередачей и электропередачей. Основные параметры и характеристики четырех восьмицилиндровых модификаций тепловозных дизелей 6Д49 и созданных на их базе дизель-генераторов для тепловозов приведены в табл. 5. Мощность этих модификаций лежит в диапазоне от 590 до 1100 кВт.

Т а б л и ц а 5

Основные параметры	Значения параметров дизелей (дизель-генераторов)			
	ЗА-6Д49	ЗАЭ-6Д49	2-6Д49 (18ДГ)	6Д49 (17ПДГ-2)
Полная мощность дизеля, кВт	880	590	1100	880
Частота вращения коленчатого вала, об/мин:				
номинальная ($n_{ном}$)	1000	860	1000	800
минимальная (n_{min})	420	420	350	350
Средняя скорость поршня, м/с	8,67	7,45	8,67	6,94
Среднее эффективное давление, МПа	0,96	0,74	1,2	1,2
Поршневая мощность, кВт/м ²	2090	1400	2600	2090
Удельный расход топлива ¹ , г/(кВт·ч)	204+11	218+11	204+11	206+11
Расход топлива на холостом ходу при n_{min} , кг/ч	6,7	6,7	7,0	6,5
Давление наддува ¹ , МПа	0,127±0,01	0,074±0,01	0,142±0,02	0,123±0,02
Максимальное давление сгорания ¹ , не более, МПа	10	8,8	11	11
Температура выпускных газов по цилиндрам, не более, °С	547	527	587	587

Основные параметры	Значения параметров дизелей (дизель-генераторов)			
	ЗА-6Д49	ЗАЭ-6Д49	2-6Д49 (18ДГ)	6Д49 (17ПДГ-2)
Теплоотвод от дизеля суммарный ² , кДж/ч	247 · 10 ⁴	163 · 10 ⁴	287 · 10 ⁴	251 · 10 ⁴
Подача шестеренного насоса масла при $n_{\text{ном}}$, не менее, м ³ /ч	50	42	50	40
Давление масла ³ , не менее, МПа:				
при $n_{\text{ном}}$	0,32	0,3	0,32	0,29
при n_{min}	0,12	0,12	0,1	0,1
Подача водяного насоса при $n_{\text{ном}}$, м ³ /ч	50	40	50	40
Подача маслопрокачивающего насоса, м ³ /ч	8	8	10	12
Автоматическая защита дизеля:				
дизель останавливается при падении давления масла на входе, до, МПа	0,08	0,08	0,05	0,05
с дизеля снимается нагрузка при падении давления масла, до, МПа	0,245	0,245	0,245	0,17
с дизеля снимается нагрузка при повышении температуры воды с дизеля, выше, °С	98	98	95	95
Габаритные размеры дизеля или дизель-генератора, м:				
длина	3,30	3,30	4,40	4,28
ширина	1,655	1,655	1,62	1,56
высота	2,29	2,29	2,29	2,34
Масса дизеля ⁴ , кг	9 600	9 200	18 000	14 500
Ресурс до первой переборки ⁵ , ч	18 000	12 000	14 000	20 000
Ресурс до капитального ремонта ⁶	64 000	60 000	56 000	60 000

¹ При работе на полной мощности.² При температуре воздуха на входе в дизель 40 °С.³ При температуре масла на входе в дизель 80 °С.⁴ С электрооборудованием и оборудованием, установленным на дизеле.⁵ На 1981 г. включительно.

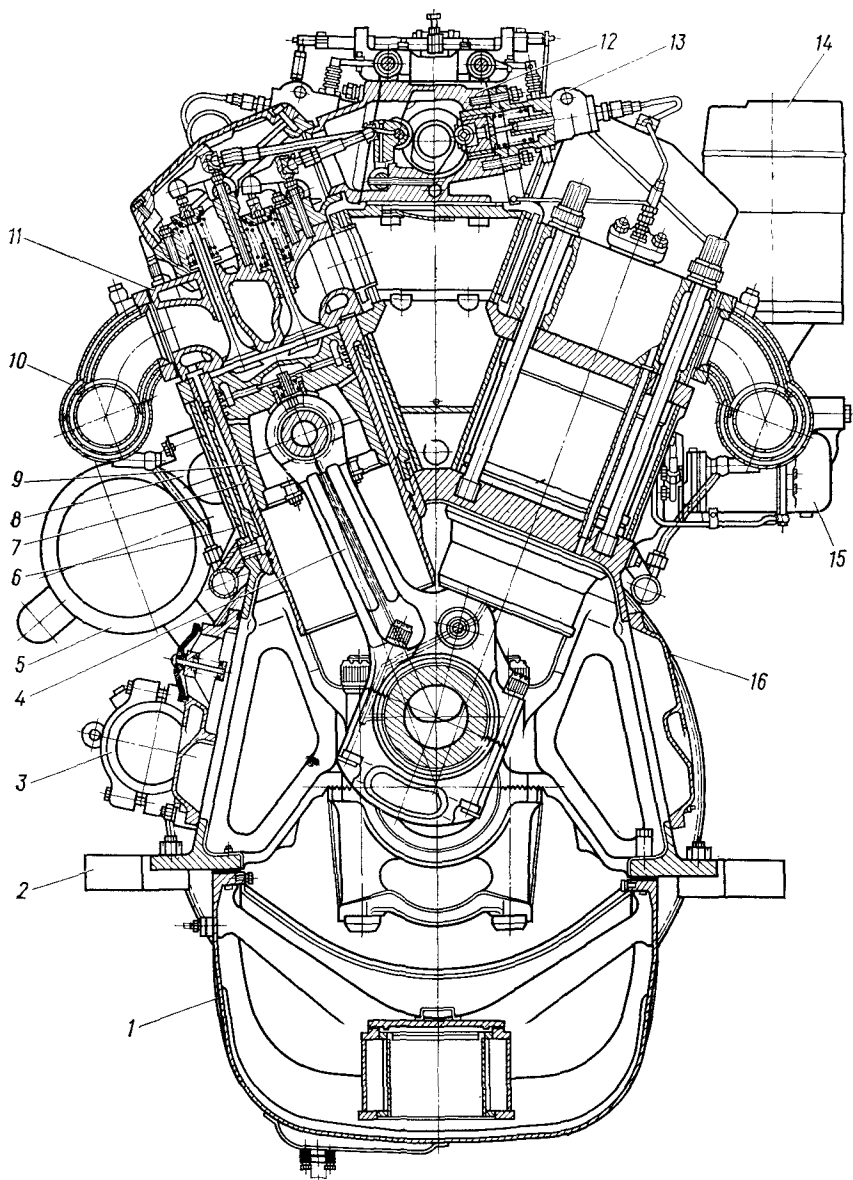


Рис. 7. Поперечный разрез дизеля 3А-6Д49:

1 — ванна масляная; 2 — опорная лапа; 3 — крепление стартера; 4 — шатуны; 5 — охладитель масла; 6 — блок цилиндров; 7 — втулка цилиндра; 8 — кронштейн крепления теплообменника; 9 — поршень; 10 — выпускной коллектор; 11 — крышка цилиндра; 12 — лоток с распределительным валом; 13 — топливный насос; 14 — регулятор всереж-
 жимный; 15 — серводвигатель пусковой; 16 — люк картера

Дизель 3А-6Д49. Это базовая модификация дизелей 8ЧН 26/26. Дизель имеет мощность 880 кВт и устанавливается в качестве главного двигателя на маневровых тепловозах ТГМ6А с гидропередачей.

На блоке цилиндров (рис. 7 и 8) смонтированы все агрегаты и узлы дизеля. Снизу блок цилиндров закрыт стальной сварной ванной, предназначенной для размещения и сбора масла дизеля. Конструктивное исполнение блока цилиндров, цилиндро-поршневой группы, деталей шатунно-кривошипного механизма, привода клапанов, крышек цилиндров аналогично дизелям 16ЧН 26/26. Компоновка дизеля несколько отличается от компоновки дизель-генераторов с дизелями 16ЧН 26/26 и 12ЧН 26/26.

На переднем торце дизеля расположены турбокомпрессор 11, охладитель наддувочного воздуха, привод насосов 2. Турбокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха установлены на кронштейне 8, который крепится болтами к блоку цилиндров. В кронштейне имеются каналы для подвода наддувочного воздуха в ресивер блока цилиндров и для подвода масла в центральный масляный канал блока цилиндров.

Компрессор турбокомпрессора подает воздух через охладитель наддувочного воздуха, канал в кронштейне турбокомпрессора в наддувочный ресивер, размещенный в развале блока 6 цилиндров. Выпускные газы из крышек 11 цилиндров (см. рис. 7) отводятся к турбокомпрессору через выпускные коллекторы и газовые трубопроводы, размещенные по обеим сторонам дизеля. В каждый из коллекторов выпускаются газы из четырех цилиндров дизеля.

Привод насосов соединен с коленчатым валом 22 (см. рис. 8) шлицевым валом. Привод насосов представляет собой зубчатую передачу из прямозубых шестерен. На приводе насосов размещены и приводятся от него насос 3 масла, два насоса 5 воды, топливоподкачивающий насос 6. Привод насосов имеет выходной вал отбора мощности для привода потребителей тепловоза. В приводе насосов размещены и вращаются грузы, уравнивающие силы инерции второго порядка. Насос масла обеспечивает подачу масла в масляную систему дизеля. Топливоподкачивающий насос шестеренного типа служит для непрерывной подачи топлива к топливным насосам. К приводу насосов с правой стороны прикреплен фильтр грубой очистки масла, с левой стороны фильтр тонкой очистки топлива. На переднем торце дизеля размещена система вентиляции картера, которая служит для создания разрежения в картере и его вентиляции. Система вентиляции картера состоит из маслоотделительного бачка, эжектора и заслонки для ручного регулирования разрежения в картере.

На заднем торце дизеля расположены привод распределительного вала 19 и механизм уравнивания 23 (сил инерции второго порядка), размещенный в нижней части торца. Привод распределительного вала и механизм уравнивания крепятся к торцовому листу блока цилиндров и получают вращение от шестерни, закреп-

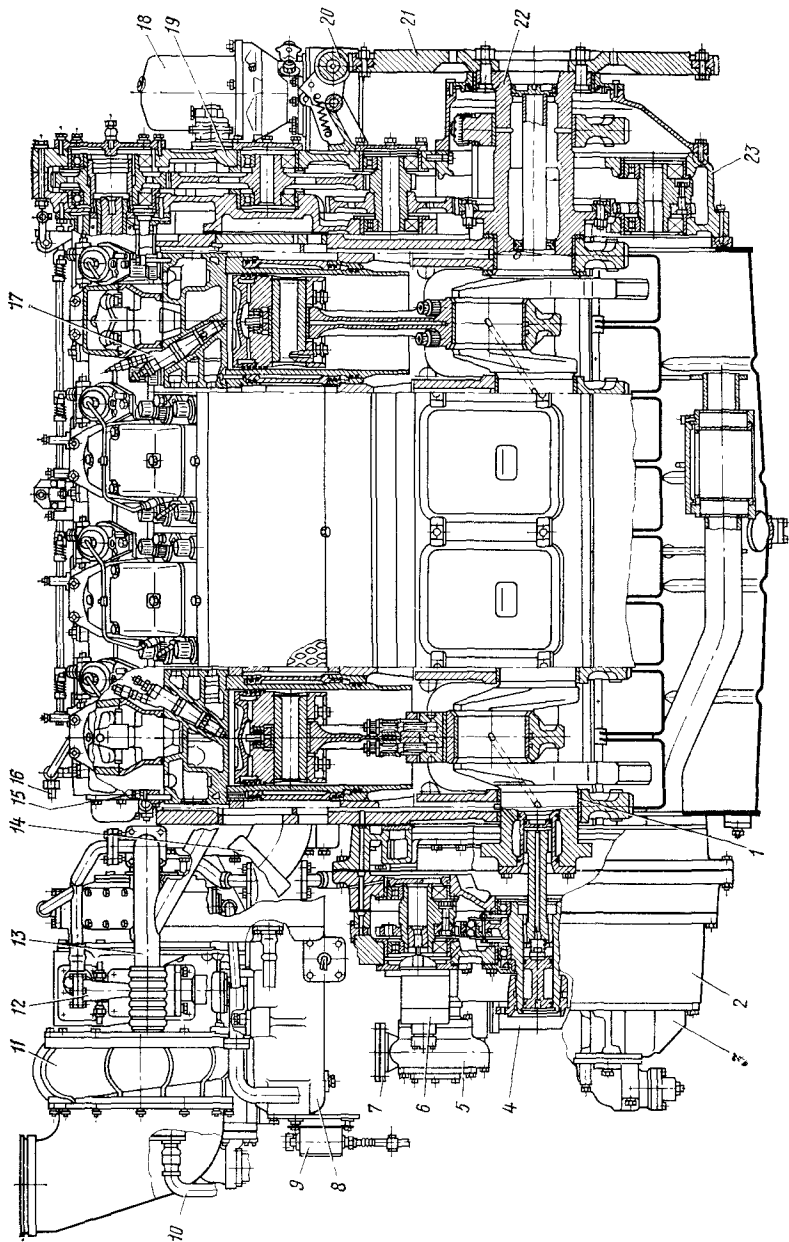


Рис. 8. Продольный разрез дизеля 3А-6Д49:

1 — подвеска блока цилиндров; 2 — привод насосов; 3 — насос масляный; 4 — труба; 5 — насос водяной; 6 — топливоподкачивающий насос; 7 — фланец насоса водяного; 8 — крошитель турбокомпрессора; 9 — реле давления масла; 10 — труба слива масла; 11 — турбокомпрессор; 12 — эжектор системы вентиляции картера; 13 — трубопровод; 14 — газовый трубопровод; 15 — кран индикаторный; 16 — трубопровод топлива; 17 — форсунка; 18 — фильтр центробежный; 19 — привод распределительного вала; 20 — механизм валоповоротный; 21 — диск соединительный; 22 — вал коленчатый; 23 — механизм уравновешивания

ленной на фланце коленчатого вала. На приводе распределительного вала размещены приводимые от него всережимный регулятор 14 (см. рис. 7), механический тахометр, предельный выключатель и датчик дистанционного тахометра. Всережимный регулятор и механический тахометр расположены с левой, а предельный выключатель и датчик дистанционного тахометра — с правой стороны привода. Электропневматический серводвигатель, предназначенный для управления всережимным регулятором, размещен на заднем торце дизеля с левой стороны. Все тепловозные модификации восьмицилиндровых дизелей Д49 имеют восемь ступеней изменения регулятором скоростных режимов.

К корпусу привода распределительного вала прикреплены центробежный фильтр 18 тонкой очистки масла и валоповоротный механизм 20 (см. рис. 8). Масло из центробежного фильтра сливается в корпус привода распределительного вала. Охладитель масла 5 (см. рис. 7), предназначенный для охлаждения масла, циркулирующего в масляной системе дизеля, размещен с правой стороны дизеля и крепится к блоку цилиндров на специальном кронштейне. С правой стороны на корпусе механизма уравнивания закреплён кронштейн, на котором установлен электрический стартер 3.

На фланце отбора мощности коленчатого вала установлен диск со съёмным зубчатым венцом, служащим для проворачивания вала дизеля валоповоротным механизмом, а также для пуска дизеля электрическим стартером. Электрическим стартером от аккумуляторной батареи производится также пуск дизеля ЗАЭ—6Д49 и дизель-генератора 18ДГ.

Диск отбора мощности соединен муфтой с гидропередачей тепловоза. Система охлаждения дизеля двухконтурная, принудительная замкнутого типа. Маслопрокачивающий насос для предпусковой прокачки дизеля и фильтр тонкой очистки с бумажными фильтрующими элементами установлены на раме тепловоза. Остальные агрегаты и трубопроводы масляной системы размещены на дизеле.

Дизель установлен на раме тепловоза на четырех резинометаллических амортизаторах (рис. 9). Амортизаторы 4 крепятся к опорам блока через четыре промежуточных кронштейна 7 болтами 5. Между нажимной тарелкой 2 и кронштейном на блоке опоры амортизатора установлен резиновый проставок 3. К раме тепловоза амортизаторы крепятся болтами 1 и фиксируются штифтами 6.

Все тепловозные модификации дизелей 8ЧН 26/26 имеют следующий порядок работы цилиндров: 1пр—4лев—2пр—3лев—4пр—1лев—3пр—2лев. У всех восьмицилиндровых дизелей типа Д49 удельный расход масла на угар на полной мощности составляет не более 1 г/(кВт·ч), уровень шума не превышает 109 Дб. Для всех четырех тепловозных дизелей 8ЧН 26/26 рекомендуемая температура воды на выходе равна 70—90 °С, рекомендуемая температура масла на выходе составляет 65—80 °С, а максимальная температура масла не должна превышать 85 °С. У дизелей

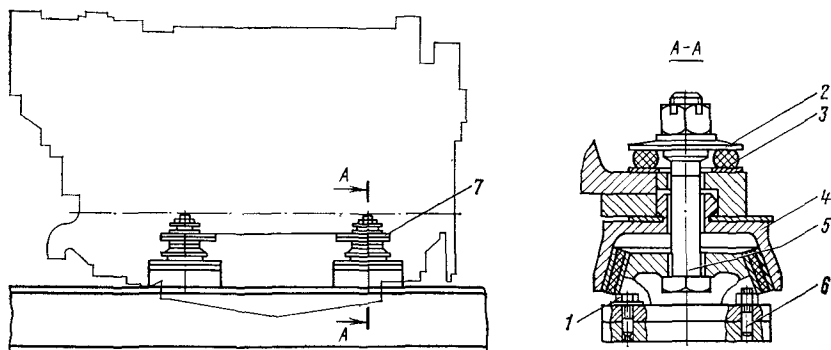


Рис. 9. Установка дизеля 3А-6Д49 на тепловозе

8ЧН 26/26 наиболее тяжелой деталью является блок цилиндров, масса которого равна 2600 кг.

Дизель 3АЭ-6Д49. Дизель применяется в качестве главного двигателя на маневровых тепловозах ТГМ8 с гидропередачей для поставки в страны с тропическим климатом. Дизель 3АЭ-6Д49 является наименее форсированной модификацией из ряда тепловозных дизелей типа Д49. Основное конструктивное отличие дизеля 3АЭ-6Д49 от дизеля 3А-6Д49 заключается в отсутствии охладителя наддувочного воздуха. В остальном по своей компоновке, комплектации, методу установки на раме тепловоза дизель 3АЭ-6Д49 аналогичен 3А-6Д49.

Дизель-генератор 18ДГ. Установленные на общей раме дизель 2-6Д49 мощностью 1100 кВт и генератор ГП-319 образуют дизель-генератор 18ДГ, используемый для тяговых агрегатов ОПЭ-1А и тепловозов ТЭМ6. Внешний вид дизель-генератора приведен на рис. 10.

Блок цилиндров, шатунно-кривошипный механизм, цилиндропоршневая группа, механизм газораспределения, схемы систем этого дизеля одинаковы с дизелем 3А-6Д49. На переднем конце коленчатого вала установлен демпфер вязкого трения, предназначенный для уменьшения напряжений в коленчатом вале. Рама под дизель и генератор сварная. В нижней части рамы приварена ванна, в которую заливают масло для смазки дизеля. Привод насосов имеет два внешних вала для отбора мощности: для привода вентилятора холодильного устройства установки и привода синхронного генератора. Привод распределительного вала также отличается от дизеля 3А-6Д49: он имеет в верхней части валы отбора мощности для привода возбуждателя и вспомогательного генератора.

Вспомогательный генератор и возбуждатель закреплены на кронштейнах в верхней части корпуса тягового генератора. На поддизельной раме установлены центробежный фильтр масла (справа) и маслопрокачивающий насос (слева). Фильтр тонкой

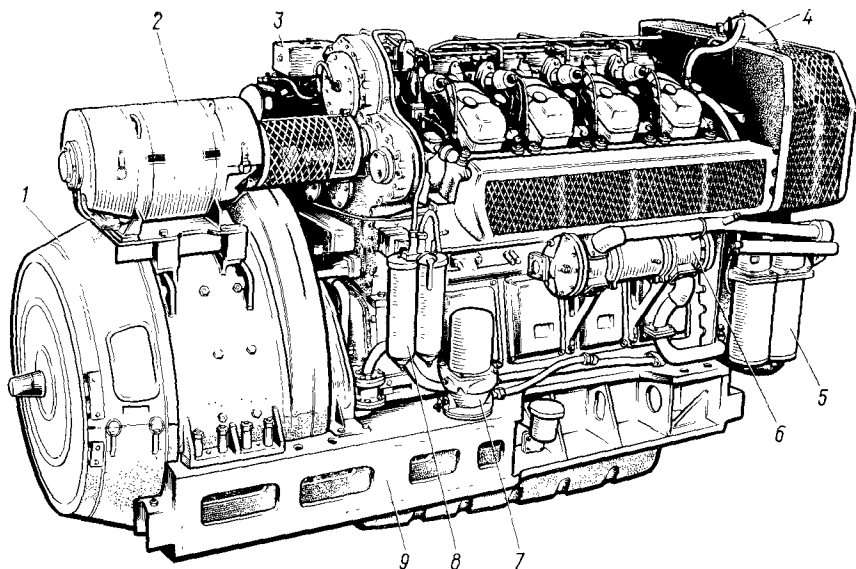


Рис. 10. Дизель-генератор 18ДГ:

1 — генератор; 2 — возбудитель; 3 — регулятор; 4 — турбокомпрессор; 5 — фильтр масла; 6 — теплообменник масляный; 7 — фильтр масла центробежный; 8 — фильтр топлива; 9 — рама поддизельная

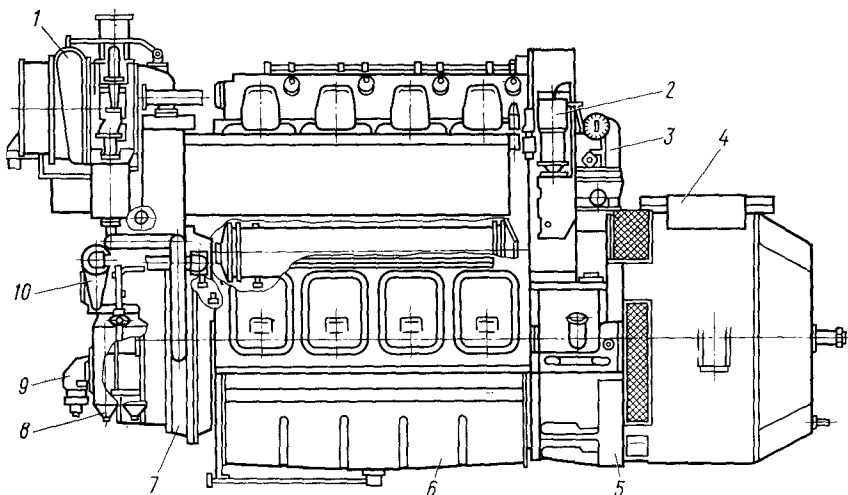


Рис. 11. Дизель-генератор 17ПДГ-2:

1 — турбокомпрессор; 2 — регулятор; 3 — фильтр масла центробежный; 4 — генератор; 5 — корпус механизма уравнивания; 6 — масляная ванна; 7 — корпус привода насосов и механизма уравнивания; 8 — фильтр топливный; 9 — насос масляный; 10 — насос воды

очистки масла с бумажными элементами установлен вне дизель-генератора на раме тепловоза. Все остальные узлы и трубопроводы системы масла размещены на дизель-генераторе.

Дизель-генератор 17ПДГ-2. Дизель 6Д49 мощностью 880 кВт и генератор ГП-300 образуют дизель-генератор 17ПДГ-2 (рис. 11), предназначенный для установки на тепловозы ТЭМ2М вместо дизелей Д50. Корпус генератора 4 своим фланцем крепится к фланцу корпусов 5 уравнивания и привода распределительного вала. При установке на тепловозную раму дизель-генератор опирается на лапы генератора, лапы корпуса механизма уравнивания и блока цилиндров.

Стальная сварная ванна 6, закрывающая снизу блок цилиндров и образующая емкость для масла, в отличие от дизелей 3А-6Д49 и 3АЭ-6Д49 имеет в верхней части жесткие боковые стенки. Привод 7 насосов, как и у дизель-генератора 18ДГ, имеет два внешних вала для отбора мощности на привод вентилятора охлаждающего устройства тепловоза и на привод вспомогательного генератора. Так же, как и дизель-генератор 18ДГ, на конце коленчатого вала установлен демпфер вязкого трения.

Пуск дизеля осуществляется тяговым генератором 4 постоянного тока от аккумуляторной батареи.

5. Двадцатицилиндровые дизели

Двадцатицилиндровые модификации дизелей типа Д49 являются наиболее форсированными и мощными тепловозными дизелями. Основные параметры и характеристики двух тепловозных дизель-агрегатов с дизелями 20ЧН 26/26 приведены в табл. 6.

Дизель-агрегат 20ДГ. Дизель типа Д49 мощностью 4410 кВт и тяговый агрегат А-713 установлены на общей поддизельной раме и предназначены для тепловозов ТЭП75 (рис. 12). На поддизельной раме и блоке цилиндров размещены и закреплены все узлы и системы дизель-агрегата. Конструктивное исполнение цилиндропоршневой группы, шатунно-кривошипного механизма, крышек цилиндров, механизма газораспределения, топливopодачи и привода клапанов одинаковое с другими модификациями дизелей типа Д49.

Одной из особенностей дизелей 20ЧН 26/26 является применение двухступенчатой системы наддува и двойного охлаждения наддувочного воздуха после каждой ступени. Двухступенчатый наддув осуществляется специальным турбонаддувочным агрегатом, в котором два турбокомпрессора низкого и высокого давления размещены в одном блоке. Турбонаддувочный агрегат крепится к кронштейну, закрепленному на заднем торце блока цилиндров дизеля. Двойное охлаждение воздуха после каждой ступени наддува происходит в воздухо-воздушных охладителях, размещенных на тепловозе. Дизель имеет два выпускных коллектора, по одному коллектору для каждого ряда цилиндров. Из

Т а б л и ц а 6

Основные параметры	Значения параметров дизелей для дизель- агрегатов	
	20ДГ	1-20ДГ
Марка дизеля	1Д49	1-1Д49
Полная мощность дизеля, кВт	4410	4410
Среднее эффективное давление, МПа	1,745	1,92
Частота вращения коленчатого вала, об/мин		
номинальная ($n_{\text{ном}}$)	1100	1000
минимальная (n_{min})	5,5	5,5
Поршневая мощность, кВт/м ²	4160	4160
Удельный расход топлива на полной мощности, г/(кВт·ч)	214+11	210+11
Расход топлива на холостом ходу при n_{min} , кг/ч	18	18
Удельный расход масла на угар на полной мощности, не более, г/(кВт·ч)	2,2	2
Давление наддува, МПа	0,21—0,23	0,23—0,25
Максимальное давление сгорания, не более, МПа	12,75	13,2
Температура выпускных газов по цилиндрам, не более, °С	612	637
Теплоотвод от дизеля при температуре воздуха на входе 40 °С, кДж/ч	1130·10 ⁴	1150·10 ⁴
Подача насоса масла при $n_{\text{ном}}$, не менее, м ³ /ч	135	125
Давление масла на входе при температуре масла 80 °С, не менее, МПа:		
при $n_{\text{ном}}$	0,41	0,39
при n_{min}	0,125	0,125
Подача водяных насосов при $n_{\text{ном}}$, не менее, м ³ /ч	120	110
С дизеля снимается нагрузка:		
при температуре воды на выходе из дизеля, °С	109+1	109+1
при температуре масла на выходе из дизеля, °С	86+2	86+2
Габаритные размеры дизель-агрегата, м:		
длина	7,16	8,43
ширина	2,13	2,14
высота	3,23	3,3
Масса дизель-агрегата, кг при массе тягового агрегата, кг	32 800 9 200	36 000 11 500

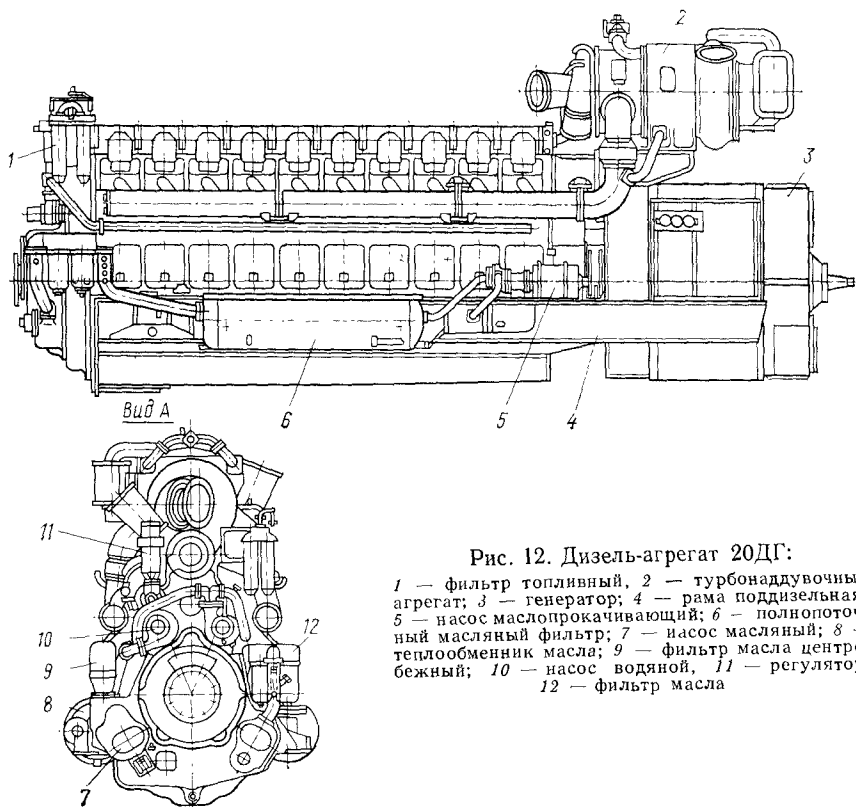


Рис. 12. Дизель-агрегат 20ДГ:

- 1 — фильтр топливный; 2 — турбонаддувочный агрегат; 3 — генератор; 4 — рама поддизельная; 5 — насос маслопроточивающий; 6 — полнопоточный масляный фильтр; 7 — насос масляный; 8 — теплообменник масла; 9 — фильтр масла центробежный; 10 — насос водяной; 11 — регулятор; 12 — фильтр масла

газовыпускных патрубков коллекторов газ подводится с двух сторон к турбокомпрессору высокого давления турбоагрегата. Из турбины высокого давления газ с торца через газовыпускной корпус подводится к турбокомпрессору низкого давления.

К переднему концу стального коленчатого вала, имеющего на каждой щеке съемные противовесы, болтами прифланцована отъемная часть вала, являющаяся продолжением коленчатого вала. Эта часть имеет дополнительную выносную опору, аналогичную опорам коренных шеек вала в блоке цилиндров. На его конус посажен комбинированный антивибратор, состоящий из маятникового антивибратора и демпфера вязкого трения. Передний носок коленчатого вала через муфту соединен с редуктором, установленным на тепловозе, от которого отбирается мощность на вспомогательные нужды тепловоза (вентилятор охлаждающего устройства и др.). Редуктор соединен со стартер-генератором, также установленным на раме тепловоза, который получает питание от аккумуляторной батареи и осуществляет пуск дизеля.

В отличие от других модификаций дизелей Д49 на дизеле 1Д49 привод распределительного вала объединен с приводом

насосов и размещен на переднем торце дизель-агрегата. Привод распределительного вала и привод насосов приводятся упругой шестерней, закрепленной на фланце коленчатого вала. На переднем торце дизеля установлены и приводятся во вращение через систему шестерен регулятор частоты вращения и мощности, предельный выключатель, выключающий подачу топлива при превышении частоты вращения коленчатого вала выше допустимой, два водяных и два масляных насоса. На заднем торце дизеля, кроме турбонаддувочного агрегата, размещены корпус уплотнения коленчатого вала, заслонка управления системой вентиляции картера, валоповоротный механизм и второй предельный выключатель, перекрывающий доступ воздуха к цилиндрам дизеля при превышении частоты вращения коленчатого вала выше допустимой.

Все узлы и трубопроводы масляной системы размещены непосредственно на дизель-агрегате. С правой стороны дизеля расположены охладитель масла, фильтр грубой очистки масла, два центробежных фильтра очистки масла. С левой стороны дизеля расположены полнопоточный фильтр тонкой очистки масла с бумажными фильтрующими элементами, маслопрокачивающий насос, второй фильтр грубой очистки масла. Фильтр тонкой очистки масла, водомасляный теплообменник и маслопрокачивающий насос размещены на поддизельной раме, фильтры грубой очистки масла и центробежные фильтры масла закреплены на корпусе привода насосов. Два насоса масла работают последовательно. Система охлаждения дизеля двухконтурная, принудительная, закрытая. Топливоподкачивающий насос, фильтр грубой очистки топлива установлены на тепловозе. Фильтр тонкой очистки топлива расположен на дизель-агрегате и закреплен в верхней части переднего торца с левой стороны.

Система автоматического регулирования частоты вращения обеспечивает ступенчатое управление частотой вращения с неравномерной разбивкой по рабочему диапазону аналогично дизель-генератору 2А-9ДГ тепловоза ТЭП70. Защита дизеля от падения давления масла обеспечивается устройством регулятора частоты вращения и мощности. Как и на других дизелях типа Д49, на дизеле 1Д49 имеется система для удаления масла из ресивера.

Двадцатицилиндровые модификации дизелей Д49 имеют следующий порядок работы цилиндров: 1л—10пр—7л—4пр—2л—9пр—6л—5пр—3л—8пр—10л—1пр—4л—7пр—9л—2пр—5л—6пр—8л—3пр. Дизель-агрегат 20ДГ устанавливается на раме тепловоза на резинометаллических амортизаторах подобно установке на тепловозе дизель-генератора 2А-9ДГ (см. рис. 6).

Дизель-агрегат 1-20ДГ. Агрегат и дизель смонтированы на общей поддизельной раме, соединены муфтой и предназначены для установки на тепловозы типа ТЭ124. Дизель 1-1Д49 имеет по сравнению с дизелем 1Д49 меньшую частоту вращения. Как и дизель 1Д49 дизель-агрегата 20ДГ, дизель 1-1Д49 имеет двухступенчатую систему наддува и двойное охлаждение наддувоч-

ного воздуха после каждой ступени наддува в воздуховоздушных охладителях, размещенных на тепловозе. Турбонаддувочный агрегат размещен на кронштейне, закрепленном на переднем торце блока цилиндров над приводом насосов. Привод насосов крепится к торцам блока цилиндров и поддизельной рамы.

С переднего торца дизеля от коленчатого вала отбирается мощность на вспомогательные нужды тепловоза. В отличие от дизеля 1Д49 привод распределительного вала у дизеля 1-1Д49 размещен на заднем торце дизеля. На приводе распределительного вала размещены и приводятся от него регулятор частоты вращения и мощности, тахометр, предельный выключатель. При превышении частоты вращения коленчатого вала выше допустимой предельный выключатель выключает подачу топлива и воздействует на заслонку, которая закрывает доступ воздуха к цилиндрам дизеля. На корпусе привода распределительного вала размещен валоповоротный механизм.

Дизель пускают сжатым воздухом, который подается от баллонов, размещенных на тепловозе. В крышках одного ряда цилиндров установлены пусковые клапаны, а на лотке десять пусковых золотников, которые подают сжатый воздух к цилиндрам в период пуска. Пусковые золотники управляются кулачками, размещенными на распределительном валу. Дизель-агрегат устанавливается в кузове тепловоза на жестких опорах (см. рис. 5). В остальном схемы систем, примененное установочное оборудование (фильтры, теплообменник, маслопрокачивающий насос и др.) и его размещение на дизель-агрегате, устройство других узлов дизеля 1-1Д49 аналогичны дизелю 1Д49.

КОНСТРУКЦИЯ УЗЛОВ

1. Поддизельная рама

Все дизель-генераторы имеют поддизельные рамы, кроме 17ПДГ2, генератор которого прифланцован к дизелю. На раме устанавливают дизель и генератор, соединенные муфтой, и прикрепляют отдельные узлы вспомогательного оборудования. Поддон рамы образует ванну для масла дизеля. Для улучшения условий работы шатунно-кривошипного механизма и уменьшения вибрации дизеля и его отдельных узлов жесткость рамы должна быть максимально возможной при ограниченных массах и габаритных размерах. Поддизельная рама дизель-генератора 1А-9ДГ, например, повышает жесткость остова в вертикальной плоскости на 40 %. Конструкция рамы зависит также и от способа крепления дизель-генератора к раме тепловоза (жесткое крепление или на амортизаторах).

Поддизельные рамы всех дизель-генераторов ЧН 26/26 конструктивно аналогичны.

Рама дизель-генератора 1А-9ДГ (рис. 13) состоит из боковых, торцовых, верхних и нижних листов, к которым приварен поддон 2. На раме установлены центробежные фильтры 9 масла, теплообменник масла 11 и маслопрокачивающий насос 12. К раме тепловоза поддизельная рама прикреплена жестко с помощью болтов через отверстия *в* и пружин, место установки которых отмечено буквами *г* и *д*. Масло из поддона во всасывающую полость масляного насоса подается через маслозаборник 1 с сеткой. Обратный клапан 13 маслозаборника уменьшает утечки масла при прокачке маслопрокачивающим насосом перед пуском дизеля и после его остановки. Для уменьшения образования масляной пены используются сетки 3. Через горловину 5 с сеткой 4 масло заливают в дизель. Уровень масла в поддоне рамы измеряется щупом 6. В полость *а* сливается масло из воздушного ресивера дизеля. Масло из этой полости сливается через вентиль 8; воздух выпускается через отверстие *д* сапуна 10. Отверстия 6 предназначены для установки приспособления при подъеме дизель-генератора.

Масляные ванны (рис. 14) дизелей 8ЧН 26/26 предназначены для размещения масла дизеля. Вместимость поддонов (ванн) у двигателей 16ЧН — 850 — 1000 л, у 12ЧН — 700 л, у 8ЧН — 450 л. Поддизельные рамы и масляные ванны сварены из листового

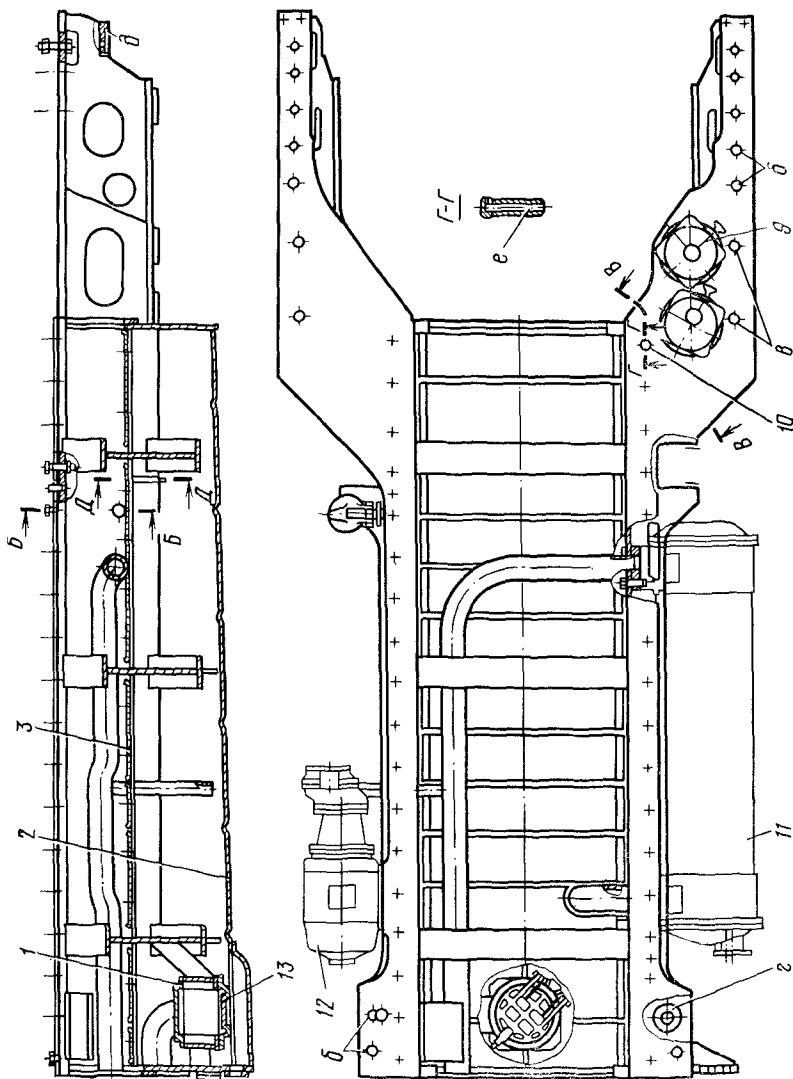


Рис. 13. Поддизельная рама:

1 — маслозаборник; 2 — поддон; 3, 4 — сетки; 5 — шуп для замера уровня масла; 7 — илгнер; 8 — вентиль; 9 — фильтр центробежный; 10 — сапун; 11 — теплообменник масла; 12 — насос маслопрокачивающий; 13 — обратный клапан; а — полость для слива масла из реснера; б — отверстие для крепления подвешного приспособления; в — отверстие для крепления дизель-генератора к раме тепловоза; г, д — отверстия и расточки для установки пружин; е — отверстие для выпуска воздуха из полости а

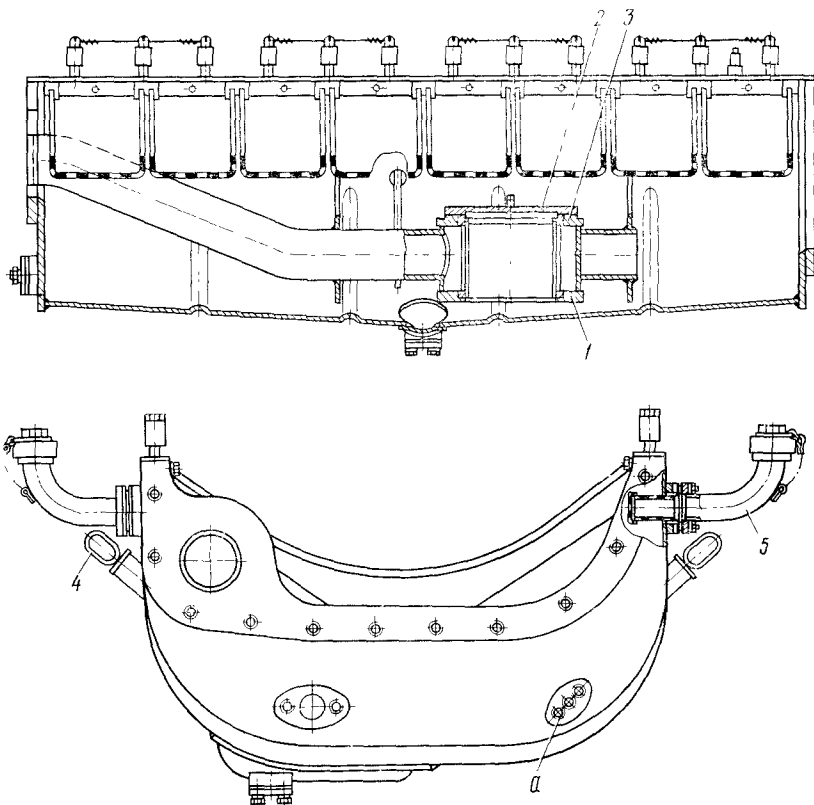


Рис. 14. Ванна масляная:

1 — маслозаборник; 2 — крышка; 3 — прокладка; 4 — шуп; 5 — горловина; а — отверстие для слива масла из маслоотделительного бачка системы вентиляции картера

проката. Для основных силовых элементов используется сталь 20 ГОСТ 1050—74, для менее ответственных элементов — сталь ВСтЗ ГОСТ 380—71.

2. Блок цилиндров

Базовой деталью остова и дизеля является блок цилиндров. На нем установлено большинство узлов и агрегатов дизеля. При работе блок воспринимает действие усилий от затяжки болтов подвесок и шпилек крепления крышек цилиндров, сил давления газов, сил инерции движущихся деталей шатунно-кривошипного механизма и моментов этих сил, переменных по значению и направлению. Помимо прочности к современным конструкциям блоков предъявляется требование обеспечения достаточной жесткости, поскольку деформация блока во время работы дизеля влияет на

работоспособность деталей шатунно-кривошипного механизма и установленных на блоке узлов и агрегатов дизеля.

На дизелях типа Д49 применен блок сварно-литой V-образной конструкции с подвесными подшипниками коленчатого вала. Оригинальная отечественная конструктивная схема с силовыми шпильками крепления крышек цилиндров в блоке позволила уменьшить количество ответственных сварных швов. Сущность принятой силовой схемы состоит в том, что сварные швы элементов, образующих верхнюю часть блока, сжаты усилиями затяжки шпилек, вследствие чего наиболее ответственные сварные швы разгружены от растягивающих усилий. Это значительно упрощает конструкцию, резко сокращает количество деталей, что приближает изготовление блока к условиям крупносерийного производства. В этом отличие блоков дизелей типа Д49 от блоков дизелей 2Д100 и 10Д100, где все сварные швы подвержены растягивающим усилиям. Конструкции блоков всех дизелей типа Д49 аналогичны и отличаются лишь количеством отсеков по длине блока для размещения деталей шатунно-кривошипного механизма.

В качестве примера рассмотрим конструкцию блока двенадцатицилиндрового дизеля (рис. 15). Нижняя картерная часть блока сварена из поперечных литых элементов — стоек 9 и 10. Сварные швы расположены по осям цилиндров. Такая схема позволила применить контактную сварку элементов, образующих картер. Картер сваривают на специальной автоматической контактной машине по всему поперечному периметру одновременно. Контактная сварка обеспечивает высокое качество сварных швов. Сварные швы картера контролируют ультразвуком. Верхняя часть блока сварена из стального проката, прошедшего специальную проверку на свариваемость. Стойки картера отливают из стали 20Л ГОСТ 977—75. Для листового проката используется сталь 20 ГОСТ 1050—74. Литая и сортовая сталь ограничиваются по верхнему пределу содержания кремния, что гарантирует отсутствие трещин при сварке. Использование низкоуглеродистых сталей обеспечивает удовлетворительное качество литья и сварных швов.

Средняя часть блока *e* является ресивером наддувочного воздуха, а *д* — центральным масляным каналом. Шпильки 7 крепления цилиндровых комплектов ввернуты в верхнюю плиту картера. К стойкам картера прикреплены подвески 1 болтами 2. Совместно с вкладышами 12 подвески образуют опоры коренных подшипников коленчатого вала.

Стыки стоек блока и подвесок имеют зубцы *a*, которые фиксируют подвеску в поперечном направлении. В продольном направлении подвеска фиксируется центрирующим буртом болтов 2. Зубцы на стойках и подвесках блока нарезают одним комплектом червячных фрез, что уменьшает объем последующей совместной притирки для обеспечения требуемого взаимного прилегания. Качество зубчатого стыка проверяют двумя параметрами: взаим-

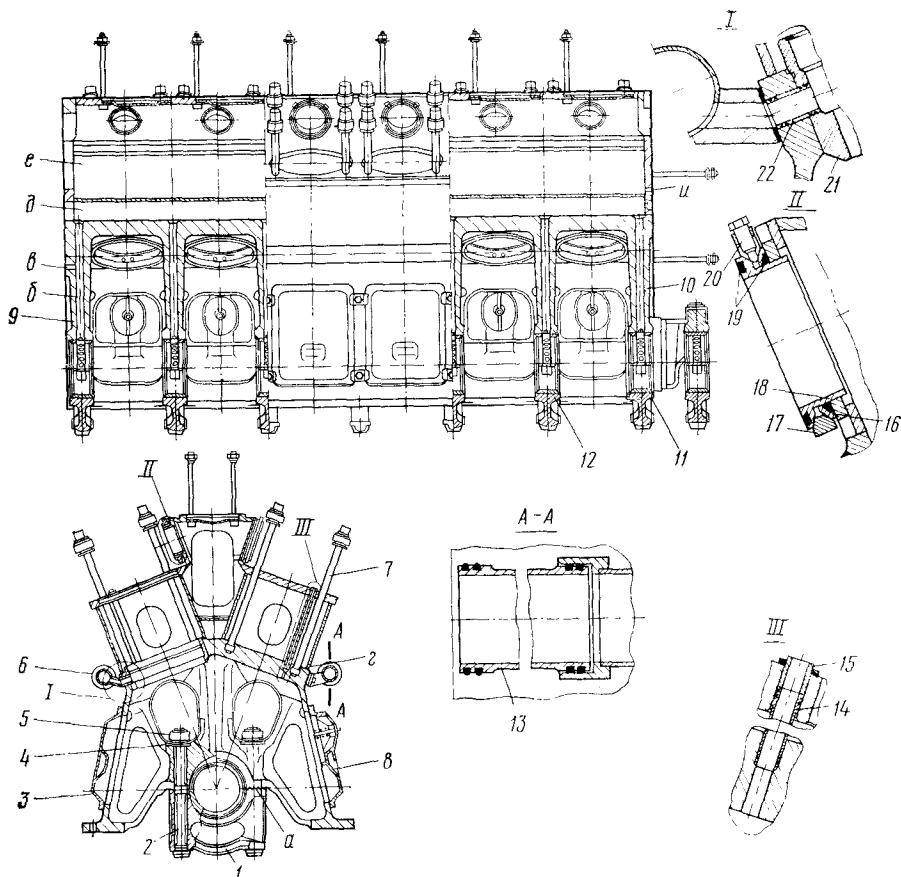


Рис. 15. Блок цилиндров:

1 — подвеска; 2 — болт крепления подвески; 3, 8 — крышки люков; 4 — шайба сферическая; 5 — гайки; 6 — коллектор водяной; 7 — шпилька; 9, 10 — стойки; 11 — полукольца упорные; 12 — вкладыш коренного подшипника; 13, 15, 21, 22 — втулки; 14 — трубка слива масла; 16 — кольца; 17 — обечайка; 18 — патрубок; 19 — кольцо уплотнительное; 20 — болт; а — зубцы; б — канал подвода масла на смазку коренного подшипника; в — канал подвода масла на смазку привода насосов; г — сигнальное отверстие; д — центральный масляный канал; е — ресивер наддувочного воздуха; и — отверстие для слива масла, скопившегося в ресивере

ным прилеганием по краске и зазором между вершиной и впадиной. Прилегание считается удовлетворительным, если взаимное прилегание по краске, полученное контактным методом без взаимного перемещения подвески и стойки при затяжке болтов подвесок до отправной точки, составляет не менее 65 %. Зазор между вершиной и впадиной зубцов должен быть не менее 0,3 мм. Качественное изготовление зубчатого стыка очень важно для обеспечения стабильности затяжки болтов подвесок и сохранения размеров постелей под вкладыши в эксплуатации.

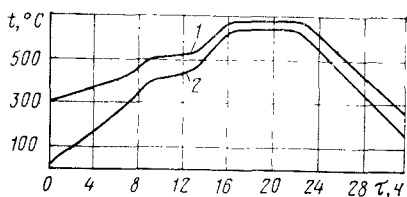


Рис. 16. График высокого отпуска блока:

1, 2 — верхняя и нижняя границы температуры отпуска

блока от коррозии установлены втулки 22 из нержавеющей стали. Вода к коллекторам 6 подводится из привода насосов по втулкам 13. В нижней части боковых продольных листов блока против каждого цилиндра имеются отверстия 2 для контроля герметичности полости охлаждения втулок цилиндра. Наддувочный воздух из ресивера *e* к впускным каналам крышек цилиндра поступает через патрубок 18. При заворачивании болтов 20 кольцо 16 и патрубок раздвигаются и уплотняют стыки между ресивером и крышкой цилиндра резиновыми кольцами 19. Масло из центрального канала *d* поступает на смазку коренных подшипников по каналам *б*. К выносному подшипнику масло поступает из полости коленчатого вала. По каналу *в* масло проходит к приводу насосов. По трубкам 14 и втулке 15 масло стекает из полости крышки цилиндра в картер дизеля. Масло, скопившееся в ресивере, стекает по отверстию *и* и далее через отверстия в корпусе привода распределительного вала в полость поддизельной рамы. Люки картера закрыты крышками 3 и 8. На крышках установлены предохранительные клапаны, которые открываются в аварийных случаях при повышении давления в картере дизеля.

Качество литых и сварных швов контролируют ультразвуком. Для снижения уровня остаточных напряжений в элементах блока и обеспечения стабильности размеров в эксплуатации после сварки блок подвергают высокому отпуску по режиму, указанному на рис. 16. Для достижения наибольшего эффекта от термообработки режим ее не должен отклоняться от кривых 1 и 2, ограничивающих оптимальное поле температур и времени выдержки. Подвески блока штампованные из стали 40 ГОСТ 1050—74. Для обеспечения требуемых механических свойств материала при минимальном уровне остаточных напряжений подвески подвергаются нормализации. Тензометрирование, усталостные натурные испытания блока на специальном стенде и опыт эксплуатации дизелей типа Д49 подтвердили достаточную его надежность (рис. 17). Напряжения при работе дизеля 16ЧН 26/26 на полной мощности и холостом ходу практически одинаковы. Это свидетельствует о том, что элементы блока нагружены только силами инерции и полностью разгружены от сил давления газов. Блок дизелей типа Д49 имеет

На крайней стойке 10 и подвеске установлены бронзовые полукольца 11 упорного подшипника. Блок «сухого» типа. Для защиты его от коррозии и для повышения износостойкости нижних поясов в блок запрессованы втулки 21 из нержавеющей стали. В местах перетока охлаждающей воды из коллекторов 6 на охлаждение втулок цилиндра для защиты

высокую жесткость в вертикальной плоскости (табл. 7).

Работоспособность коленчатого вала и коренных подшипников в значительной степени зависят от стабильности «линии вала» в процессе эксплуатации дизеля, т. е. способности блока цилиндров сохранять исходную соосность постелей коренных опор. Стабильность определяется качеством изготовления зубчатого стыка и силой затяжки болтов подвески. В начальный период работы дизеля происходит естественный процесс взаимного обмятия контактирующих поверхностей подвески, болта, гайки, шайбы, стойки блока и, следовательно, некоторая потеря силы затяжки болтов.

Коренной подшипник (рис. 18) состоит из верхнего *1* и нижнего *2* стальных тонкостенных вкладышей, залитых свинцовистой бронзой. Для приработки на бронзу гальваническим способом нанесен слой сплава олова и свинца. Верхний и нижний вкладыши невзаимозаменяемы. Масло из канала *a* стойки блока поступает в подшипник через отверстия *в* и канавку *б*. Для устранения кавитационного повреждения приработочного слоя олово—свинец и обеспечения непрерывной подачи масла к шатунным подшипникам и поршню в нижнем вкладыше выполнены карманы переменной глубины с плавным выходом на рабочую поверхность вкладыша. Положение вкладышей фиксируется штифтом *б*. Надежная работа

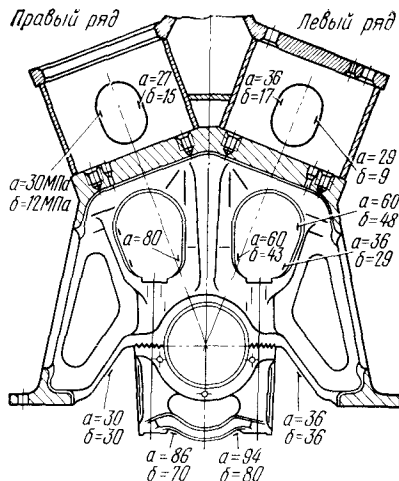


Рис. 17. Расположение тензодатчиков на седьмой стойке блока цилиндров и напряжения в местах их наклейки: *a* — на режиме полной мощности $n = 1000$ об/мин, $p_e = 1,6$ МПа; *б* — на режиме холостого хода ($n = 1000$ об/мин, $p_e = 0$)

Т а б л и ц а 7

Тип двигателя	Жесткость поперечного сечения блока <i>1</i> , см ⁴	Длина блока <i>1</i> , см	Приведенная жесткость EI/l^3 , кН/см
2Д100	203 000 142 000	380 —	77,7 * 54,3
11Д45 1-9ДГ	82 500 197 300	273 315	85,2 132,6

* В числителе — в зоне верхнего коленчатого вала, в знаменателе — в зоне нижнего.

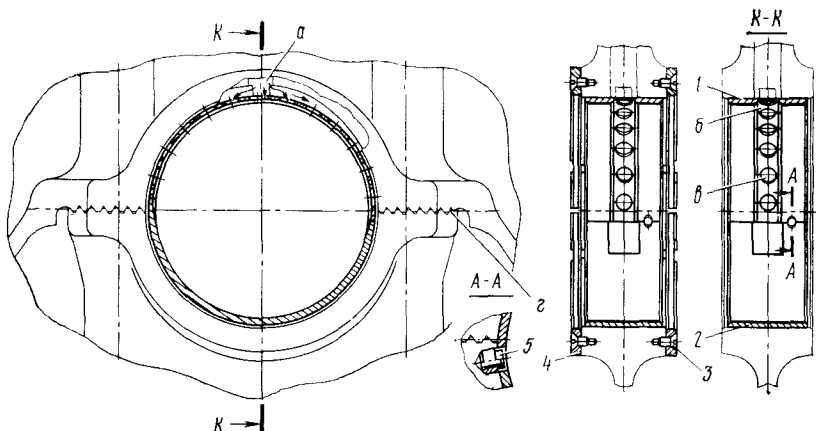


Рис. 18. Подшипники коренные:

1 — вкладыш верхний; 2 — вкладыш нижний; 3 — винт; 4 — полукольцо упорного подшипника; 5 — штифт; а — канал в блоке цилиндров для подвода масла к подшипнику; б — канавка для протока масла; в — отверстие для протока масла; г — зубцы

вкладышей в значительной мере зависит от определяющих геометрических параметров вкладышей: натяга, диаметра в свободном состоянии, прямолинейности образующей наружной поверхности.

Натяг в миллиметрах, измеренный в приспособлении, указан на боковой поверхности вкладыша. *Натяг* определяет плотность посадки вкладыша в постели и, следовательно, способность его удерживаться в постели от проворота и отводить тепло от подшипника в постель. Диаметр в свободном состоянии должен быть 220,5—225 мм. Большой диаметр может вызвать повышение напряжений во вкладыше. Диаметр в свободном состоянии, меньший диаметра постели, приводит к неплотному прилеганию вкладыша в постели у стыков, что затрудняет образование масляного клина.

Прямолинейность образующей наружной поверхности вкладыша имеет большое значение для обеспечения плотности прилегания вкладыша к постели. Неблагоприятное влияние на работу вкладыша оказывает «корсетная» форма образующей — вогнутость образующей в сторону бронзы, при которой уменьшается контактное давление в средней части вкладыша на постель и тем самым ухудшается отвод тепла от вкладыша в постель. Такой дефект обычно вызывает задир подшипника. Исходные (при изготовлении вкладышей на заводе) и предельные (в эксплуатации) геометрические размеры вкладышей выбраны на основании расчетов, тензометрирования, опыта доводки и соответствуют ГОСТ 9340—71. Для повышения стабильности этих параметров в эксплуатации на заводе-изготовителе разработан и внедрен *метод пластического обжата* заготовок вкладышей, позволяющий получить в антифрикционном слое готового вкладыша остаточные напряжения

растяжения, которые, суммируясь с рабочими напряжениями сжатия, снижают общий уровень напряжений во вкладыше на работающем дизеле.

Рабочая поверхность вкладышей выполнена по гиперболической кривой со стрелкой прогиба вдоль оси коленчатого вала. Такая исходная поверхность соответствует форме образующей шейки вала на работающем дизеле и обеспечивает лучшие условия работы подшипника. Неоднократное термометрирование вкладышей показывает, что температура антифрикционного слоя не превышает 120°C при предельных значениях температур и давления масла на входе в дизель.

3. Втулка цилиндра

Конструкция втулки цилиндра (рис. 19) дизелей типа Д49 так называемого подвешного типа. Важными преимуществами такого типа втулок являются: возможность сборки втулки с крышкой цилиндра в виде отдельного комплекта дизеля, при этом до установки в дизель опрессовывают комплект втулка—крышка и

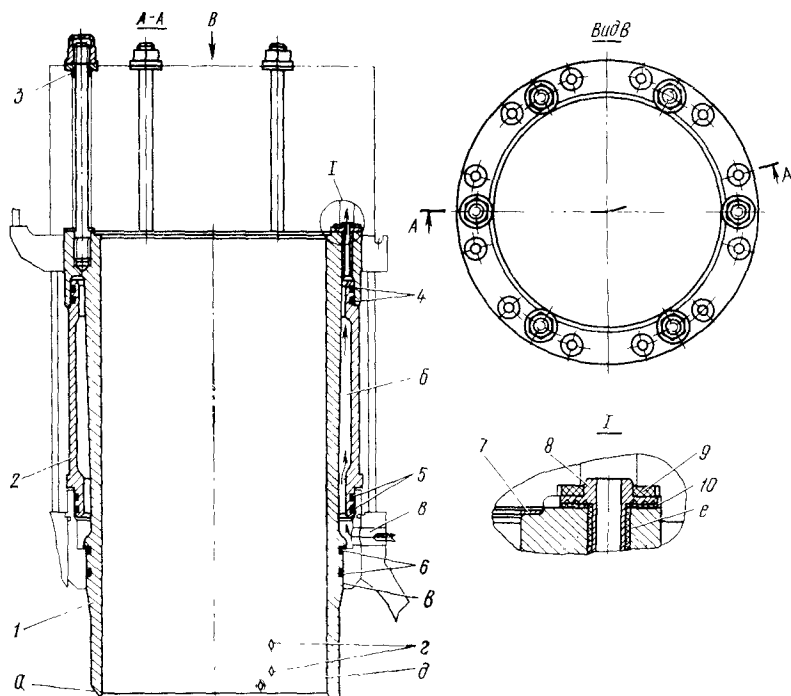


Рис 19. Втулка цилиндра:

1 — втулка; 2 — рубашка; 3, 4, 5, 6, 9 — уплотнительные кольца; 7 — прокладка газового стыка; 8 — втулка перетока воды в крышку; 10 — прокладка; 11 — шпилька; а — скос; б — полость охлаждения; в — отверстие подвода воды; г, д — отверстия; е — теплоизолирующий слой втулки

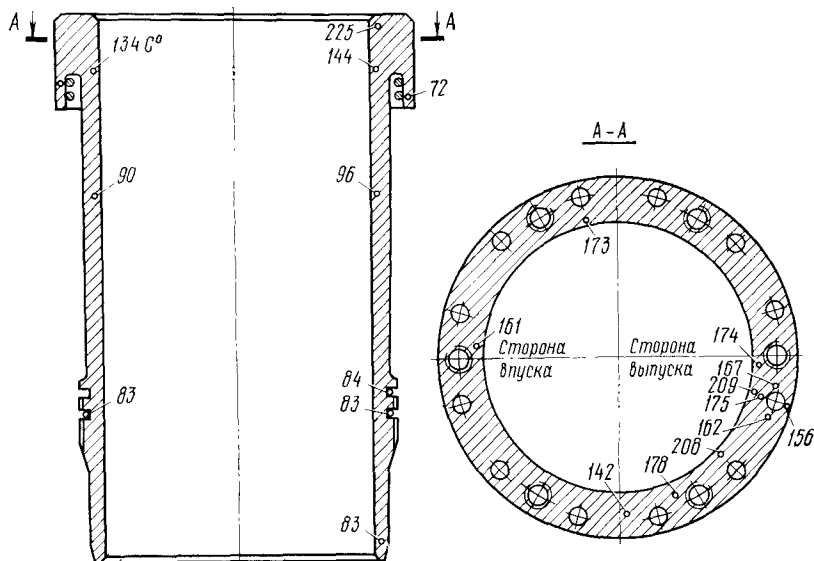


Рис. 20. Температура в различных точках втулки цилиндра

проверяют деформацию зеркала втулки после затяжки шпилек, соединяющих втулку с крышкой. В подвесной втулке нет жесткой связи втулки с блоком цилиндров, в результате чего газовый стык выведен из силовой схемы остова дизеля и разгружен от осевых усилий давления сгорания. Выбранная конструкция и материал втулки обеспечивают необходимую прочность в условиях совместного действия газовых сил, тепловых деформаций, усилий затяжки шпилек крепления к крышке цилиндра и бокового давления поршня; работоспособность трущихся пар тронк поршня—втулка и поршневое кольцо—втулка; повышенную стойкость против коррозионно-кавитационных повреждений поверхностей, подверженных воздействию охлаждающей воды. Указанным требованиям удовлетворяет применяемый для втулок дизелей типа Д49 антифрикционный легированный чугун. Повышение антифрикционных свойств, улучшение прирабатываемости втулки с поршнем и поршневыми кольцами в начальный период работы обеспечивается фосфатированием рабочей поверхности втулки. На втулку напрессована алюминиевая рубашка 2. Между втулкой и рубашкой образована полость б для охлаждающей воды, поступающей из отверстия в в блоке цилиндров. В крышку цилиндра вода проходит через втулки 8. Снижение температурного перепада по сечению верхнего пояса втулки достигается установкой переточных втулок 8, покрытых с внешней стороны теплоизолирующим слоем и изолированных по торцу от втулки цилиндров с помощью паронитовой прокладки 10. Отличительной особенностью втулки цилинд-

ров является изолирование резиновых уплотнительных колец 4 верхнего пояса от непосредственного воздействия высоких температур. На рис. 20 представлена температура в различных точках втулки при форсировании дизеля $p_e = 1,2$ МПа. Температура втулки в зоне резиновых уплотнительных колец не превышает температуры охлаждающей воды.

Газовый стык между втулкой и крышкой цилиндра уплотнен стальной омедненной прокладкой 7 (см. рис. 19) и стянут шпильками 11. Два отверстия g используют для крепления приспособления, удерживающего поршень при монтаже и демонтаже цилиндрического комплекта. В отверстие d устанавливают монтажный болт для предотвращения сползания рубашки при транспортировке комплекта. При сборке с крышкой цилиндра и установке в блок втулку устанавливают скосом a на сторону всасывания. На шпильку, расположенную над скосом a , устанавливают глухую гайку и резиновое кольцо 3, поскольку они расположены в масляной полости крышки цилиндра. Коррозионно-кавитационная стойкость втулки и рубашки в значительной степени зависит от качества применяемой воды и присадки к воде.

4. Крышка цилиндра

Крышка (рис. 21) — одна из наиболее нагруженных деталей дизеля. На нее действуют механические и термические напряжения от давления газов, перепадов температур и монтажных усилий. Большая жесткость крышки в зоне днища, значительный перепад температур в радиальном и осевом направлениях вызывают в днище большие температурные напряжения, а напряжения от сил давления газов и монтажных усилий относительно невелики. Неравномерная жесткость днища приводит к тому, что деформация сжатия при работе дизеля концентрируется в наиболее податливой части — в межклапанных перемычках. В результате процесса релаксации при работе дизеля часть упругой деформации сжатия переходит в пластическую и на «холодной» крышке в межклапанных перемычках появляются напряжения растяжения. Значение этих напряжений зависит от температурного состояния днища, распределения жесткости по его сечению, материала, времени работы крышки и отложения накипи и присадки в полости охлаждения.

Крышка цилиндра дизелей Д49 отлита из легированного чугуна с глобулярным графитом. Она имеет 2 впускных 2 и 2 выпускных клапана 6. Клапаны изготовлены из жаропрочной стали. Впускные клапаны имеют рабочую фаску с наплавкой кобальтовым сплавом ВЗК. Впускные клапаны имеют фаску с наплавкой для дизелей с цилиндровой мощностью 184 кВт и более. По данным термометрирования (рис. 22), на режиме $p_e = 1,2$ МПа при температуре газов за цилиндром $t_1 = 510$ °С максимальная температура крышки в зоне между выпускными клапанами 315 °С, температура выпускного клапана 2 на фаске и в центре тарелки — 530 и 510 °С, темпе-

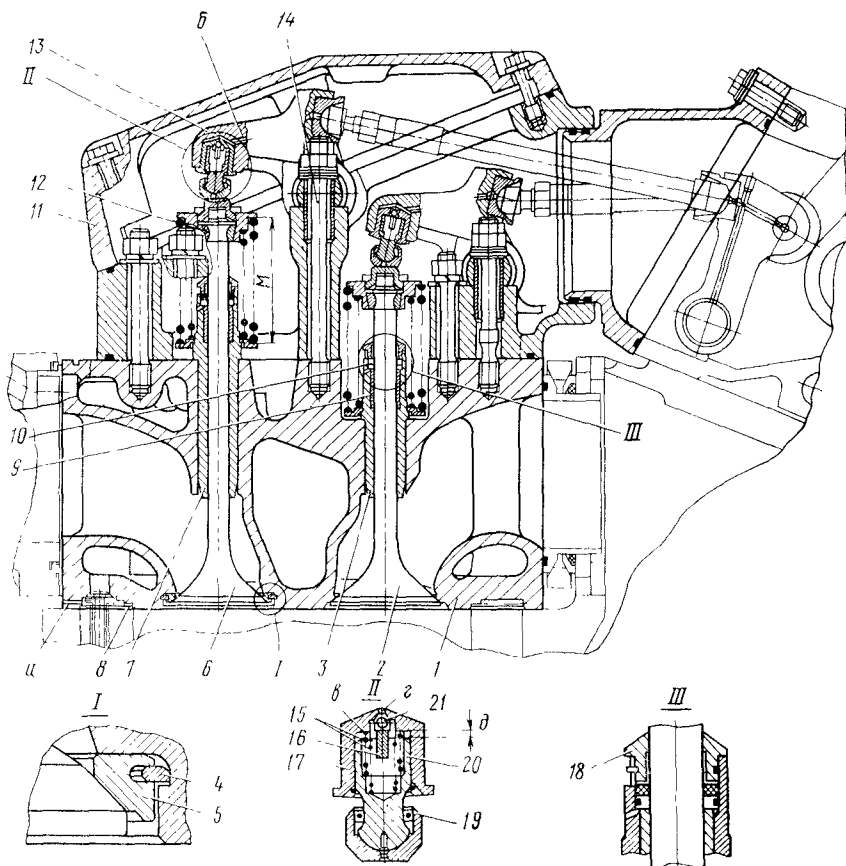


Рис. 21. Крышка цилиндра:

1 — крышка цилиндра; 2 — клапан впускной; 3, 7 — втулки направляющие; 4 — кольцо пружинное; 5 — седло выпускного клапана; 6 — клапан выпускной; 8 — прокладка уплотнения газового стыка; 9 — втулка; 10 — кольцо фторопластовое; 11 — крышка кожуха; 12 — сухарь разрезной; 13 — рычаг; 14 — шпилька; 15 — пружины; 16 — упор; 17 — втулка гидротолкателя; 18 — скребок; 19 — колпачок; 20 — толкатель; 21 — клапан шариковый; а, б, г — отверстия; δ — зазор в гидротолкателе

ратура всасывающего клапана 1 равна 360 и 300 °С соответственно. Этот уровень температур не является предельным для используемых материалов.

Для выпускных клапанов в крышках установлены «плавающие» седла 5 из жаростойкого сплава. Направляющие втулки 3 и 7 клапанов изготовлены из чугуна, в верхней своей части имеют металлокерамические втулки 9, уплотнительные фторопластовые кольца 10 и скребки 18. Острые кромки скребков снижают расход масла через направляющие втулки. Часть эксплуатируемых дизелей типа Д49 имеет направляющие втулки без металлокерамических втулок 9 и фторопластовых колец 10.

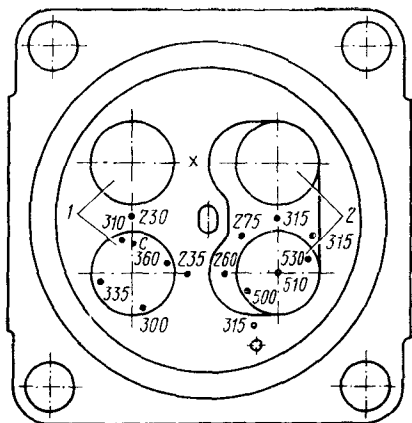


Рис. 22. Температура в различных точках крышки цилиндра:

1 — окна впускных клапанов; 2 — окна выпускных клапанов

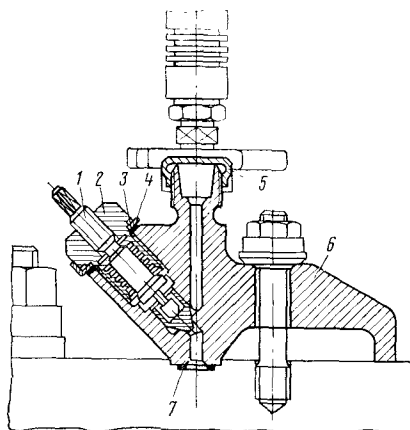


Рис. 23. Индикаторный кран:

1 — шпindelь; 2 — штуцер; 3, 7 — прокладки; 4 — замочная пластина; 5 — колпачок; 6 — корпус крана

Повышение износостойкости пары штока клапана — направляющая достигается оптимальными зазорами в сочленении и хромированием штока клапана. Управление клапанами осуществляется через гидротолкатели, установленные в расточках рычагов.

Гидротолкатель обеспечивает беззавозную работу клапанного механизма за счет создания между клапаном и рычагом масляного слоя, толщина которого автоматически изменяется при тепловом расширении деталей клапанного механизма. Масло поступает в гидротолкатель по отверстию в штанге, отверстию *б* в рычаге и отверстию *г* во втулке в полость *в* гидротолкателя, когда клапан закрыт. При набегании ролика рычага на кулачок распределительного вала давление масла в полости *в* резко возрастает, шарик *21* препятствует выходу масла и усилие передается на клапан через масляную подушку. После закрытия клапана давление в полости *в* станет равным давлению в магистрали, пружины *15* раздвинут толкатель *20* и втулку *17*, масло из магистрали поступает в полость *в* через шариковый клапан *21*, компенсируя утечки масла через зазоры при открытии клапана *2* или *6*. Оси рычагов смазываются маслом, поступающим через отверстия в рычагах. Из крышки цилиндра масло стекает в картер дизеля. Контроль плотности стыка крышки с втулкой цилиндра осуществляется с помощью отверстия *а*.

Особенностью конструкции дизелей Д49 является наклонное расположение форсунки вне масляной полости крышки, позволяющее обслуживать ее, не снимая крышку кожуха *11*.

Индикаторный кран (рис. 23) установлен на каждой крышке и используется для продувки камер сгорания и замера давлений газов в цилиндре.

5. Коленчатый вал и антивибратор

На коленчатый вал действуют силы давления газов, силы инерции поступательно и вращательно движущихся масс и усилия, возникающие вследствие крутильных колебаний. Чтобы удовлетворить повышенные требования, предъявляемые к надежности и долговечности коленчатого вала, выбирают наиболее рациональную его конструкцию и соответствующий материал, применяют химико-термическую обработку и поверхностное упрочнение.

Коленчатый вал большинства тепловозных дизелей и дизель-генераторов типа Д49 отлит из высокопрочного чугуна с глобулярным графитом. Для стабилизации размеров при химико-термической обработке и повышения механических свойств чугун легирован медью (0,3—0,6 %). Использование литого вала значительно снижает трудоемкость изготовления и стоимость двигателя. У форсированных моделей дизелей (типа 1Д49) коленчатый вал из легированной стали. Для повышения износостойкости поверхностей трения и повышения усталостной прочности вал азотирован. Твердость азотированной поверхности HRC40. Рациональное распределение металла достигается определенной формой полостей шеек: в средней части каждой щеки имеется разгружающая выемка, внутренние полости шеек выполнены бочкообразными. Вал имеет относительно низкую изгибную жесткость, что обеспечивает умеренный рост дополнительных изгибных напряжений в галтелях при нарушении соосности постелей блока в эксплуата-

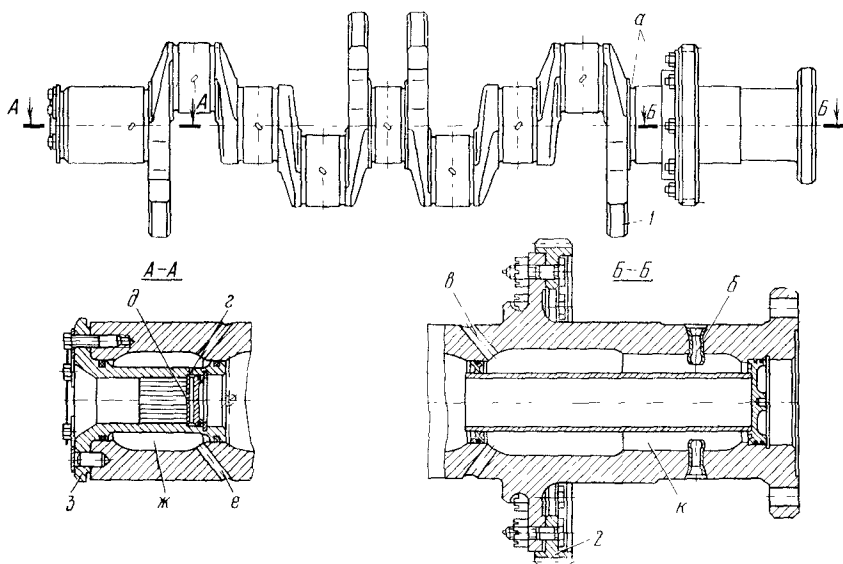


Рис. 24. Коленчатый вал:

1 — противовес; 2 — шестерня; 3 — втулка шлицевая; а — упорные бурты; б, в, г, д, е — отверстия; ж, к — полости

ции. Повышение усталостной изгибной прочности вала достигается накаткой галтелей шеек. Поверхностные и внутренние дефекты коленчатых валов выявляют при гамма-графировании и магнитном контроле.

Коленчатый вал восьмицилиндрового дизеля представлен на рис. 24. Валы двенадцати- и шестнадцатилцилиндровых дизелей имеют аналогичную форму шеек и щеков и отличаются числом колен и их относительным расположением (заклинкой). Для уменьшения внутреннего изгибающего момента в

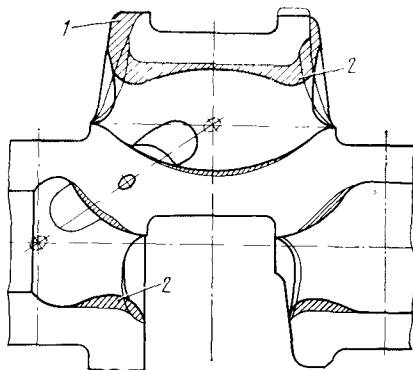


Рис. 25. Изменение конфигурации полостей шеек коленчатого вала

блоке цилиндров и нагруженности коренных подшипников от сил инерции «деталей движения» вал имеет противовесы 1, отлитые заодно со щеками. Бурты *a* ограничивают осевое перемещение вала. Втулка 3 через шлицевый вал передает вращение шестерням привода насосов. Шестерня 2 передает вращение шестерням привода распределительного вала. Масло на смазку шатунных подшипников поступает по отверстиям в шейках и щеках. Подшипник, расположенный вне блока цилиндров, смазывается маслом, поступающим через отверстие *в*, полость *к* и отверстие *б*. Шлицы втулки 3 и детали трения (втулки грузов и пальцы) комбинированного антивибратора смазываются маслом, поступающим от первого коренного подшипника по двум отверстиям *е*.

В процессе доводки дизелей 16ЧН 26/26 конструкция вала была изменена (рис. 25). Увеличение толщины стенок шатунных шеек (на величину заштрихованного поля 1), изменение формы 2 полостей в шатунных и коренных шейках повысили усталостную прочность вала и устранили случаи изломов по шатунным шейкам.

Антивибратор предназначен для снижения напряжения в коленчатом вале, возникающего вследствие крутильных колебаний. В дизелях типа Д49 применяются антивибрационные агрегаты различной конструкции. На большинстве дизелей 8ЧН 26/26 антивибрационные агрегаты не устанавливают вследствие низкого уровня напряжений от крутильных колебаний. На дизель-генераторах 8ЧН 26/26, дизелях 12ЧН 26/26, кроме 1-2Д49, на части дизелей 16ЧН 26/26 устанавливается силиконовый демпфер, на форсированных моделях 16ЧН 26/26 и 20ЧН 26/26 устанавливается комбинированный агрегат, состоящий из силиконового демпфера и маятникового антивибратора. Выбор конструкции антивибрационного агрегата определяется уровнем и характером крутильных колебаний в коленчатом вале.

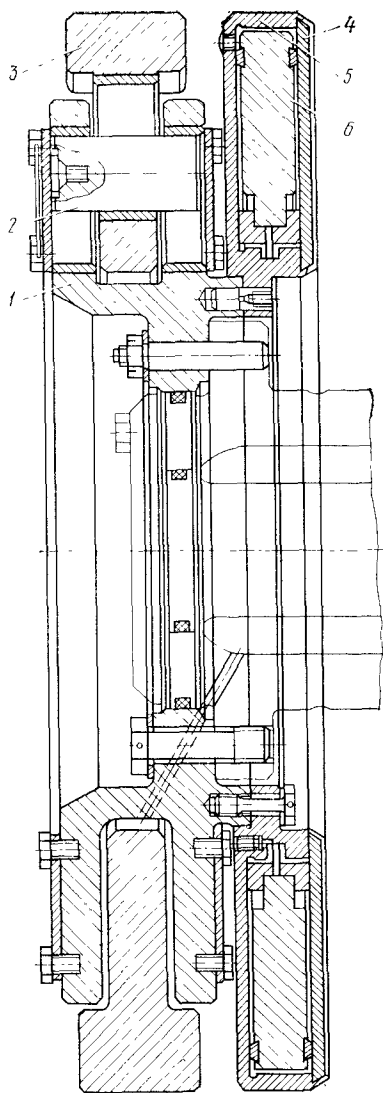


Рис. 26. Антивибратор комбинированный

В отверстиях ступицы 1 антивибратора (рис. 26) на пальцах 2 подвешены шесть маятников (грузов) 3, из них четыре маятника обеспечивают настройку антивибратора на гармоники 2,5 порядка и два — на гармоники 3,5 порядка. Для смазки деталей антивибратора масло поступает из полости коленчатого вала. Демпфер вязкого трения состоит из маховика 6, корпуса 5 с крышкой 4. Пространство между маховиком и корпусом заполнено жидкостью высокой вязкости (силиконовая жидкость).

Использование на дизелях мощностью 2200 кВт и выше конструктивно более сложных комбинированных антивибраторов оправдано, поскольку их использование обеспечивает более низкий уровень напряжений от крутильных колебаний. Так, установка на дизель-генератор 16ЧН 26/26 мощностью 2200 кВт комбинированного антивибратора вместо силиконового демпфера снижает напряжения от крутильных колебаний в 1,5 раза.

6. Шатуны

На дизелях типа Д49 применяется шатунный механизм (рис. 27), состоящий из главного 2 и прицепного 15 шатунов. Преимуществом такой конструкции является относительно меньшее расстояние между цилиндрами, большая жесткость коленчатого вала при меньшей массе шатунов

по сравнению с конструкциями смещенных и вильчатых шатунов. В то же время обеспечение удовлетворительной износостойкости и долговечности пары втулка—палец прицепного шатуна является довольно сложной технической задачей.

Главный шатун изготовлен из стали 18Х2НЧВА. Для повышения усталостной прочности поверхности шатунов и крышки

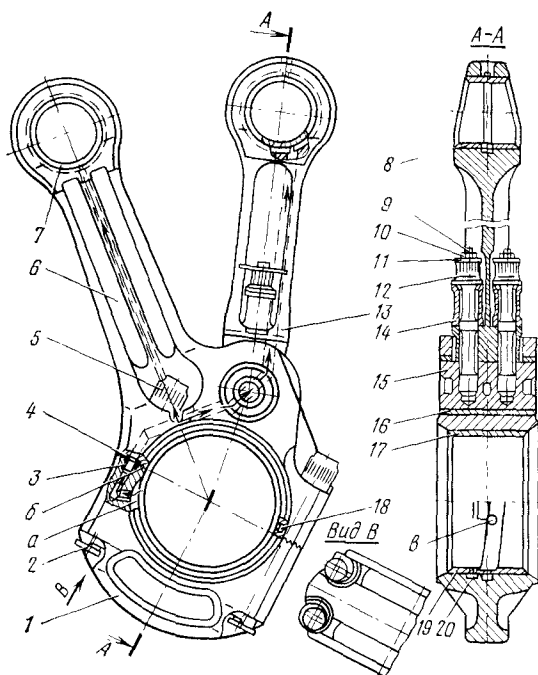


Рис. 27. Шатуны:

1 — крышка нижней головки шатуна; 2, 12 — шатунные болты; 3, 14 — втулки; 4 — уплотнительное кольцо; 5, 10 — гайки; 6 — шатун главный; 7, 8 — втулки верхних головок; 9 — шплинт; 11 — шайба стопорная; 13 — шатун прицепной; 15 — палец прицепного шатуна; 16 — втулка пальца прицепного шатуна; 17 — вкладыш верхний; 18, 20 — штифты; 19 — вкладыш нижний; а — масляный канал; б — зубцы; в — отверстие

обдуваются дробью. Внутренняя поверхность нижней головки под вкладыши упрочнена накаткой роликами для предупреждения контактной коррозии и создания напряжений сжатия на поверхности постели. Шатуны соединены пальцем 15. Палец изготовлен из легированной стали, поверхность трения азотирована или цементирована и отшлифована. Втулка 16 пальца прицепного шатуна запрессована в проушины главного шатуна. Втулка изготовлена из стали и залита свинцовистой бронзой. Поверхность трения покрыта гальваническим способом приработочным слоем из сплава олова и свинца. Втулки 7 и 8 верхних головок по конструктивному исполнению аналогичны втулке 12. Болты 2 главного и 12 прицепного шатунов изготовлены из легированной стали. Их резьба и радиусные переходы у головки болта накатаны роликами для повышения усталостной прочности. Стык нижней головки шатуна имеет зубцы треугольной формы, фиксирующие крышку в поперечном направлении. В продольном направлении крышка фиксируется поясками болтов 2.

Верхний 17 и нижний 19 шатунные вкладыши тонкостенные, стальные, залитые свинцовистой бронзой. Поверхность трения

покрыта сплавом олово—свинец толщиной 0,04 мм. Для защиты от контактной коррозии наружная поверхность вкладыша покрыта слоем бронзы толщиной 0,01 мм. Для повышения стабильности размеров вкладышей в процессе изготовления они подвергаются пластическому обжатию в окружном направлении. Обрабатываемая поверхности трения обрабатывается по гиперболической кривой для компенсации деформации шатунной шейки при нагружении коленчатого вала. Вкладыши устанавливают с натягом, положение их фиксируется штифтами 18 и 20. Верхний и нижний вкладыши невзаимозаменяемы.

Шатунный подшипник смазывается и охлаждается маслом, поступающим от коренных подшипников. По отверстиям *в* и каналу *а* масло поступает в каналы главного шатуна, втулки 16 пальца 15 прицепного шатуна и далее к втулкам 7 и 8. Из втулок верхних головок шатунов масло идет на охлаждение поршней двигателей внутреннего сгорания.

7. Поршень

Поршень — один из основных и высоконагруженных узлов дизеля. Работоспособность поршня совместно с крышкой цилиндра и шатунными вкладышами определяет ресурс дизеля до ремонта, связанного с разборкой дизеля. На всех дизелях типа Д49 применен поршень с разборной конструкцией и относительно малой массы, что создает умеренные инерционные нагрузки на детали шатунно-кривошипного механизма. Головка 6 поршня (рис. 28), отштампованная из жаропрочной стали, для снижения температуры охлаждается маслом. Температура в различных точках го-

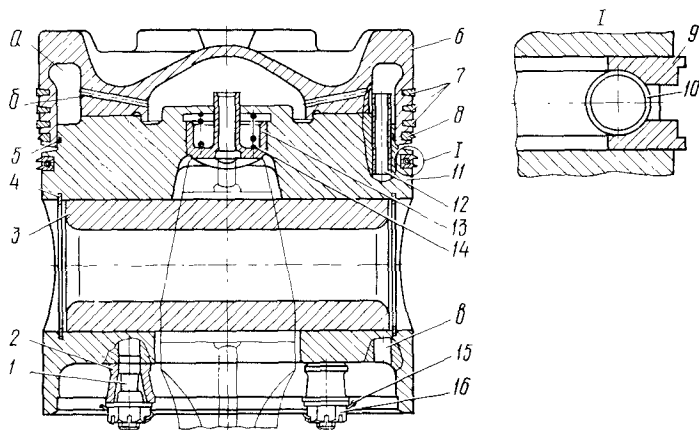


Рис. 28. Поршень:

1 — шпилька; 2, 12 — втулки; 3 — палец; 4 — стопорное кольцо; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — головка; 7 — кольца компрессионные; 8, 9 — кольца маслосъемные; 10 — расширитель; 11 — тронк поршня; 13 — стакан; 14 — пружина; 15 — проволока; 16 — гайка; *а* — полость; *б*, *в* — каналы

ловки при $p_e = 1,2$ МПа представлена на рис. 29. Над первым кольцом температура не превышает 170 С.

Умеренные температуры, использование качественной жаропрочной стали обеспечивают повышенные механическую и термическую прочность головки и износостойкость ручьев компрессионных колец. Тронк 11 поршня (см. рис. 28) изготовлен из штампованного высокопрочного алюминиевого сплава. Для улучшения приработки с втулкой цилиндра рабочая поверхность тронка покрыта слоем дисульфида молибдена. Компрессионные кольца 7 изготовлены из высокопрочного чугуна с глобулярным графитом. Трапецевидное сечение колец повышает их подвижность и сопротивляемость загоранию в ручьях. Рабочая поверхность колец покрыта хромом толщиной 0,16—0,25 мм. На глубине 0,05—0,07 мм хром пористый. Ускорение приработки колец по втулке цилиндра достигается покрытием поверхности трения колец гальваническим способом слоем меди толщиной 0,01—0,015 мм и олова толщиной 0,006—0,01 мм.

Маслосъемные кольца изготовлены из легированного чугуна. Верхнее кольцо 8 имеет одну маслосъемную кромку, нижнее 9 — две кромки. Расширитель 10 обеспечивает постоянство давления кольца на втулку цилиндра и увеличивает его маслосъемные свойства. Расположение маслосъемных колец выше оси поршневого пальца улучшает смазку тронка и исключает возможность задира поверхности втулки. Палец поршня 3 изготовлен из легированной стали, азотирован или цементирован. Головка и тронк поршня стянуты четырьмя шпильками 1. Масло на охлаждение головки поршня поступает из шатунов в среднюю часть головки и затем по отверстиям б в периферийную часть а.

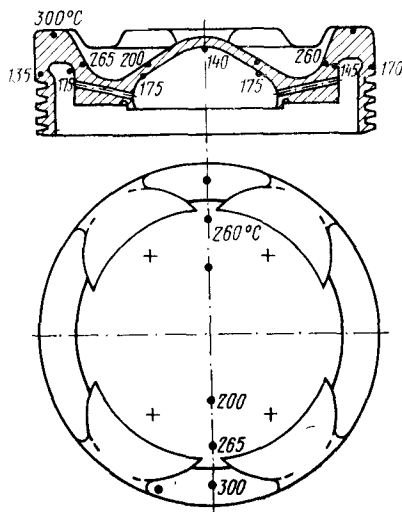


Рис. 29. Температура в различных точках головки поршня

ПРИВОДЫ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И НАСОСОВ

1. Механизм газораспределения

В определенные моменты поворота коленчатого вала механизм газораспределения открывает и закрывает впускные и выпускные клапаны для газообмена в цилиндре дизеля и приводит в действие топливные насосы высокого давления.

Механизм (рис. 30) имеет один распределительный вал на оба ряда цилиндров, а клапаны и топливные насосы каждой пары цилиндров обоих рядов приводятся одним комплектом кулачковых шайб. Усилие от шайб распределительного вала на впускные и выпускные клапаны передается через штанги, опорами которых являются шаровые гнезда в рычагах. К преимуществам такой схемы следует отнести меньшее количество деталей и подшипников и, следовательно, меньшие потери на трение, меньшие силы инерции в приводе клапанов. Механизмы всех модификаций дизелей типа Д49 аналогичны.

Базовой деталью механизма является *лоток* (рис. 31), устанавливаемый на блоке цилиндров. В лотке в разъемных алюминиевых подшипниках 8 вращается распределительный вал 9. Первый подшипник от фланца б упорный, в лотке он зафиксирован штифтом 7.

Остальные подшипники опорные. Усилие от кулачковых шайб передается клапанам крышки цилиндра через впускные 3 и выпускные 4 рычаги и штанги 10 и 11. Внутри ролика 15, вращающегося на оси 16, установлены две втулки плавающего типа, что уменьшает взаимное относительное проскальзывание ролика, втулки и оси и, следовательно, уменьшает износ поверхностей трения. Кроме того, увеличивается количество масляных клиньев (зазоров между деталями, заполненных маслом), уменьшающих взаимный перекосящий эффект контактирующих поверхностей кулачковых шайб и роликов. Это выравнивает давление по длине линии контакта и повышает работоспособность пары шайба—ролик. Рычаг качается на оси 13. Для уменьшения износа ось цементирована, а внутри рычага установлена бронзовая втулка. Усилие от рычага лотка передается к рычагу крышки цилиндра через составные штанги 10 и 11. Конструкция штанги позволяет изменять ее длину и таким образом регулировать тепловой зазор в рычажном механизме.

Масло из системы дизеля по трубе через редукционный клапан 6 поступает в центральный канал к лотку на смазку механизма. Из канала к масло по каналам *e* поступает на смазку подшипников распределительного вала, по каналам *л* — на смазку толкателей топливных насосов, по каналу *г* — на смазку привода распределительного вала и вентилятора охлаждения тягового генератора (на дизель-генераторах 1-9ДГ, 1А-9ДГ, 1-26ДГ и 2-9ДГ), по зазору между болтами 14 и лотком, канавкам *м*, каналу *н* в осях 13, каналам в рычагах 3 и 4 — на смазку всех трущихся поверхностей деталей механизма привода клапанов. По каналам в штангах 10 и 11 масло поступает на смазку деталей крышки цилиндра и в гидротолкатели. Стекает масло из лотка через окна *a* в крышке цилиндра и далее в картер дизеля. Количество масла, поступающего в лоток, регулируется редукционным клапаном 6. Площадь проходного сечения редукционного клапана и, следовательно, количество поступающего в канал к лотку масла регулируется автоматически. Клапан 6 перемещается под действием усилия пружины и давления масла на клапан. Просочившееся через клапан масло стекает в лоток по каналу *д*.

Распределительный вал (рис. 32) приводится во вращение от коленчатого вала через зубчатую втулку 7 привода распределительного вала. Втулка 7, кольца 5 и 6 образуют опорно-упорную, а втулки 11 — опорные шейки вала 8. Втулки 11, впускные 2, выпускные 3 и топливные 4 кулачковые шайбы состоят из двух половин, закрепленных на валу гайками 1. Шпонки 9 не являются силовым элементом, а только фиксируют положение шайб на валу. Усилие передается силами трения за счет обжатия шайб на валу с помощью конусных поверхностей гаек и шайб. Вал 8 изготовлен из легированной стали, термообработан, втулки 11 — из легированной стали и для повышения износостойкости азотированы. Рабочие профили шайб и роликов цементированы и закалены, что обеспечивает их высокую контактную прочность. Для повышения контактной прочности пары шайба—ролик рабочая поверхность роликов выполняется бомбинированной (бочкообразной). Распределительный вал и весь механизм

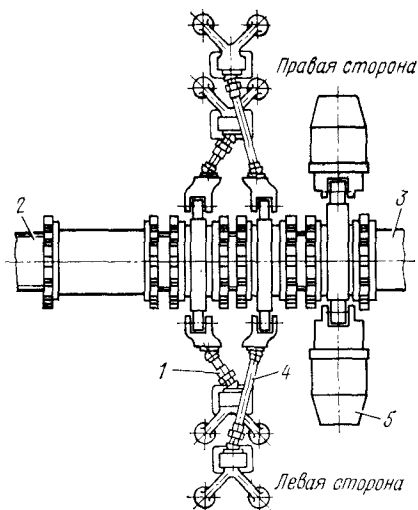


Рис. 30. Схема газораспределения:
1 — штанги к впускным клапанам; 2 — сторона привода насосов; 3 — сторона привода распределительного вала; 4 — штанги к выпускным клапанам; 5 — топливный насос

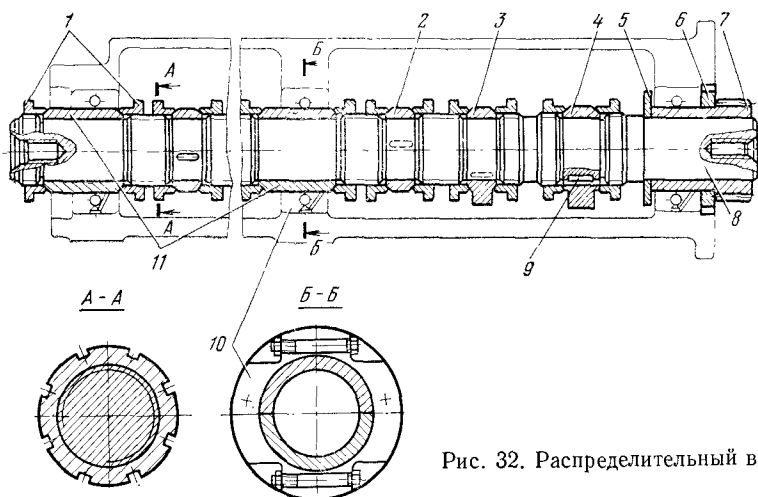


Рис. 32. Распределительный вал

допускают смену кулачковых шайб без выемки вала из лотка. Работы проводятся через окна лотка.

Половины шайб, втулок 11 и подшипников 10 вала маркированы одним порядковым номером. Замена их производится только комплектно. При установке на вал шайб и втулок после затяжки гаек необходимо контролировать зазор в стыке (не менее 0,03 мм). Зазор является непременным условием обеспечения требуемого усилия затяжки втулок и шайб на валу.

Приводы механизмов предназначены для приведения во вращение от коленчатого вала различных механизмов дизелей с необходимой частотой вращения. Все устройства приводов представляют собой специальные зубчатые передачи, монтируемые на подшипниках качения в самостоятельных корпусах, которые установлены на торцах блока цилиндров. Для уменьшения габаритов приводов в осевом направлении в них использованы цилиндрические прямозубые шестерни, изготовленные из легированной стали с цементацией и закалкой рабочих поверхностей зубьев. Впадины зубьев после закалки не обрабатывают, что значительно повышает их усталостную прочность на изгиб. Выполнение приводов в виде самостоятельных зубчатых передач позволяет проводить их ремонт с необходимыми проверками и регулировками вне дизеля, причем один узел может быть заменен другим без пригоночных операций.

Приводы распределительного вала восьми-, двенадцати- и шестнадцатичилиндровых модификаций дизелей смонтированы на торце блока цилиндров со стороны фланца отбора мощности. От них, кроме распределительного вала, приводятся в действие регулятор частоты вращения, предельный выключатель и тахометры измерения частоты вращения вала дизеля.

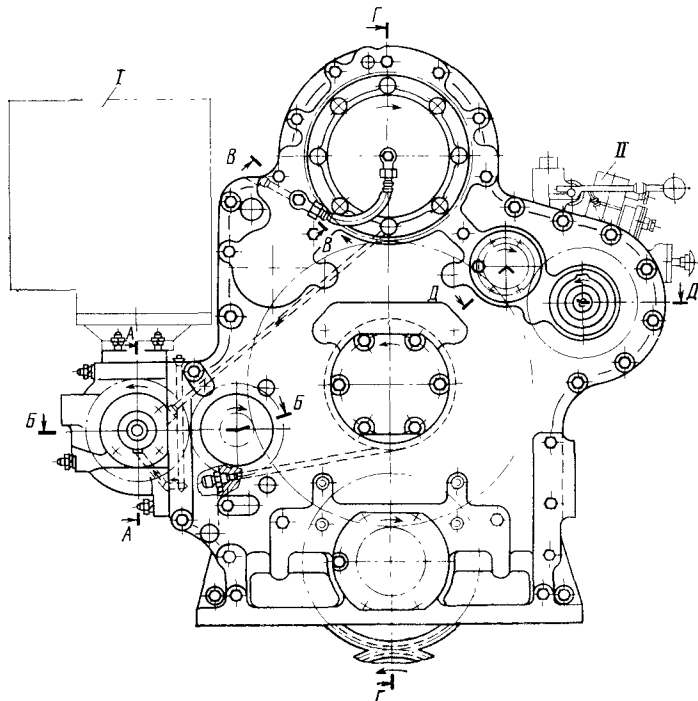
На дизель-генераторах с передачей переменного-постоянного тока привод распределительного вала выполняет дополнительные функции: приводит во вращение вспомогательные электрические машины, стартер-генератор, возбуждатель и вентилятор тягового генератора.

Приводы насосов восьми-, двенадцати- и шестнадцатицилиндровых модификаций смонтированы на противоположном отбору мощности торце блока и служат для приведения в действие насосов масла, воды и топлива. В отдельных модификациях возможен отбор мощности для вспомогательных нужд тепловоза от центрального вала привода.

На двадцатицилиндровой модификации дизеля установлен один привод, обеспечивающий вращение распределительного вала, водяных и масляных насосов, регулятора частоты вращения, предельного выключателя и тахометра. На дизелях 8ЧН 26/26 приводы выполняют также роль механизма уравнивания сил инерции второго порядка, для чего к зубчатым колесам прикреплены противовесы.

2. Привод распределительного вала дизеля 8ЧН 26/26

Зубчатая передача, состоящая из прямозубых шестерен, цапфы которых опираются на подшипники качения, является приводом распределительного вала (рис. 33). Для повышения долговеч-



ности и ремонтпригодности в расточки корпусов привода установлены стальные обоймы, на которые опираются подшипники качения. Удобство монтажно-демонтажных работ обеспечивается тем, что корпус привода выполнен разъемным по вертикальной плоскости. Отдельные части его соединены между собой болтами и шпильками, часть из которых призонные, что обеспечивает

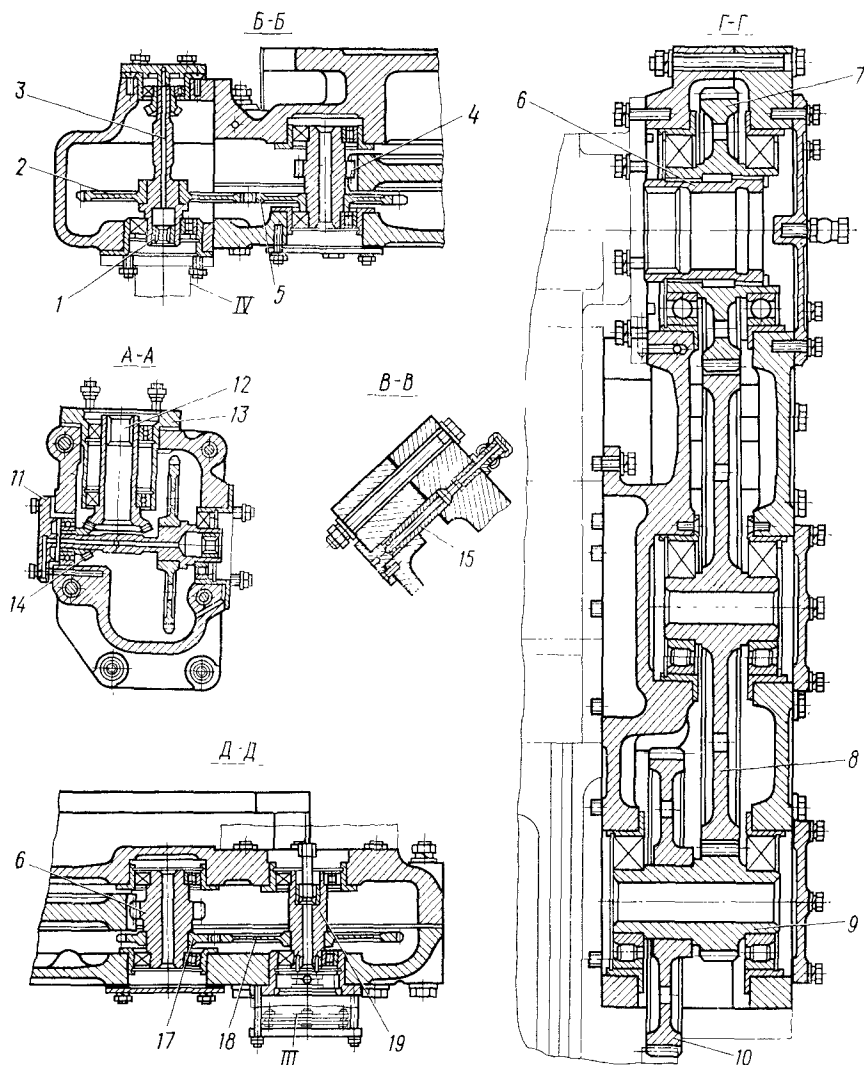


Рис. 33. Привод распределительного вала восьмицилиндрового дизеля:

1 — втулка шлицевая; 2, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 17, 18 — шестерни; 3, 19 — валики; 6 — втулка соединительная; 11 — крышка; 13 — стакан; 15 — форсунка; 1 — регулятор частоты вращения; 11 — предельный выключатель; 111 — датчик дистанционного тахометра; IV — привод механического тахометра

необходимую точность их относительного расположения при сборке, а также повышает общую жесткость.

От коленчатого вала через шестерни 7, 8, 9 и 10 вращение передается распределительному валу, который соединен шлицевой втулкой 1 с шестерней привода. Благодаря минимальной разности между числами наружных и внутренних зубьев втулка играет роль нониуса и позволяет обеспечить относительное соединение распределительного и коленчатого валов с точностью до $0,15^\circ$.

Шестернями 2, 4 и 5 вращение передается к конической передаче привода регулятора частоты вращения, которая смонтирована в отъемном корпусе, прикрепленном к основным корпусам привода и зафиксированном установочными штифтами. Ведущая шестерня 14 напрессована на валик 3 и вместе с шарикоподшипником является второй опорой оси. Ведомая шестерня 12 установлена на шарикоподшипниках в стакане 13 и своими внутренними шлицами приводит во вращение вал регулятора частоты вращения 1. Шлицевая втулка 1, установленная на валике 3, служит для привода механического тахометра IV.

Шестернями 16 и 17 приводится во вращение шестерня 18, в оси которой установлена шлицевая втулка привода предельного выключателя II, а с другой стороны ее установлены штыри муфты привода датчика электрического тахометра III. Корпус привода распределительного вала через паронитовую прокладку прикреплен к блоку цилиндров и зафиксирован относительно него штифтами; нижней плоскостью он соединен с корпусом механизма уравнивания и сверху — с лотком распределительного вала (см. рис. 31).

Зубчатые колеса, подшипники и шлицевые соединения привода смазываются маслом, поступающим по каналу из лотка распределительного вала. Внутренними отверстиями масло через форсунку 15 подается на зацепления шестерен, по шлангу на смазку шлицевых соединений втулки 6, по системе каналов на смазку конических шестерен и шлицев привода тахометра. Подшипники качения смазываются масляным туманом за счет распыления масла в приводе.

3. Привод распределительного вала дизель-генераторов с передачей переменного тока

Привод дизель-генераторов (рис. 34) предназначен для передачи вращения распределительному валу, регулятору частоты вращения I, предельному выключателю II, механическому тахометру III, вентилятору тягового генератора IV, стартер-генератору V, возбудителю тягового генератора VI. Привод размещен в четырех алюминиевых или чугунных корпусах 1, 5, 12, 13, соединенных между собой болтами и шпильками. Призонные шпильки 32 обеспечивают необходимую точность расположения

корпусов при сборке и соосность опор для нормальной работы подшипников шестерен. От коленчатого вала через шестерни 3, 4, 6, 7, 8, 9, 21 и шлицевую втулку 10 вращение передается распределительному валу. Шлицевая втулка, являясь соединительным звеном между приводом и распределительным валом, одновременно служит компенсационным звеном, позволяющим без особых силовых взаимодействий вращаться этим валам при наличии между их осями как излома, так и смещения.

Благодаря незначительной разности в числах зубьев на втулке со стороны привода и распределительного вала она играет роль нониуса, позволяя с большой точностью изменять угловое положение распределительного вала относительно шестерни 9 привода. Это обеспечивает установку на дизеле необходимых фаз газораспределения.

Опоры всех шестерен привода выполнены на шарико- или роликоподшипниках, установленных на цапфах их осей. Высокая надежность работы подшипников качения обеспечивается 100 %-ным контролем, при котором проверяются размеры посадочных поверхностей, радиальные зазоры, состояние сепараторов и легкость вращения подшипников. Шестерня 7 входит в зацепление с шестерней привода вентилятора тягового генератора IV, который установлен на верхнюю плоскость и получает по каналу и масло для смазки подшипников вентилятора.

Стартер-генератор и возбудитель, установленные на тяговом генераторе, приводятся в действие от полумуфт V и VI, напрессованных на валы-шестерни 19 и 22, которые через промежуточные шестерни 20 соединены с центральной шестерней 21 привода распределительного вала. Уплотнение валов состоит из маслоотражателя 29 с маслоотражательным диском и маслосгонной резьбой и маслоулавливателя 28.

Наружное кольцо сферического подшипника валов отбора мощности стопорится со стороны внутренней полости установкой подковообразного нажимного кольца 27, которое закреплено снаружи болтами 6. При сборке узла необходимо строго выдерживать момент затяжки этих болтов ($M = 0,03$ кНм). Увеличение усилия приводит к деформации наружных колец сферических подшипников, уменьшению радиальных зазоров в них и может привести к защемлению роликов, что совершенно недопустимо.

Расстояние между подшипниками валов отбора мощности для привода стартер-генератора и возбудителя меньше, чем вылет вала до полумуфт валопровода, поэтому на фланцах полумуфт за счет зазоров в подшипниках качения всегда имеется радиальный люфт. На новых приводах этот люфт не превышает 0,25 мм.

Привод регулятора частоты вращения выполнен из цилиндрической 15 и конических шестерен 17 и 30 в корпусе 11, прикрепленном через регулировочные прокладки к корпусам привода.

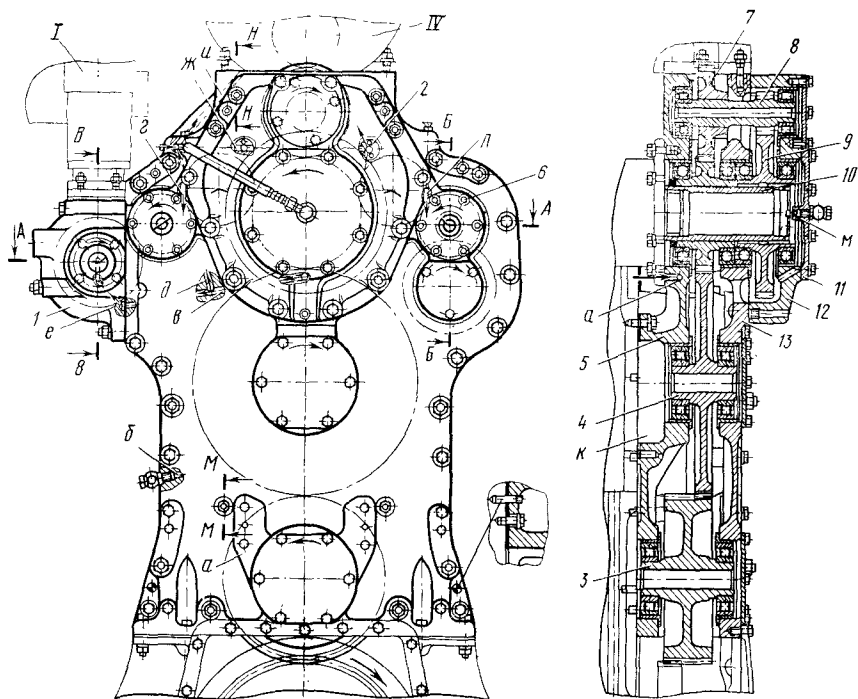


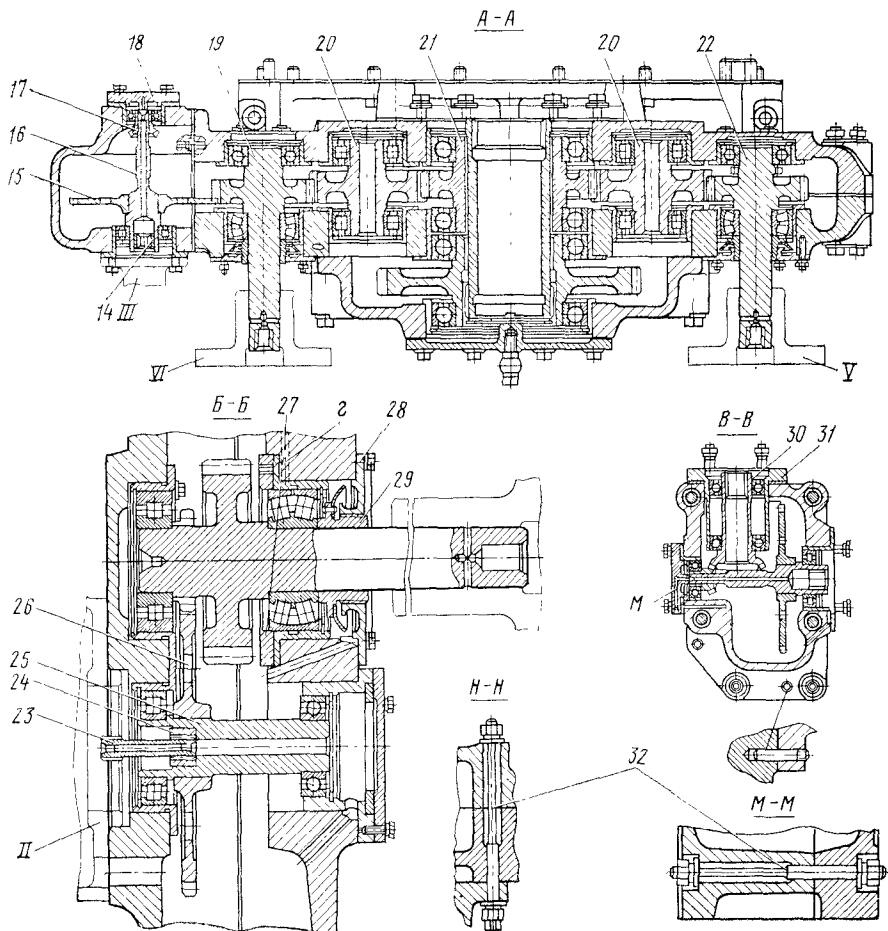
Рис. 34. Привод распределительного вала дизель-генераторов с передачей переменного-постоянным током:

1, 5, 12, 13 — корпуса; 2 — форсунки; 3, 4, 7, 8, 9, 15, 17, 20, 21, 26, 30 — шестерни; 6 — болт; 10 — втулка шлицевая; 11, 18 — крышки; 14, 24 — втулки шлицевые; 16, 25 — валки; 19 — вал-шестерня привода возбuditеля; 22 — вал-шестерня привода стартер-генератора; 23 — валик приводной; 27 — кольца нажимные; 28 — маслоулавливатель; 29 — маслоотражатель; 31 — стакан; 32 — шпильки установочные; а, б, в, г, д, е, ж, и, к, л, м — каналы; I — регулятор частоты вращения; II — предельный выключатель; III — механический тахометр; IV — вентилятор тягового генератора; V — полумуфта привода стартер-генератора; VI — полумуфта привода возбuditеля →

От втулки 14 и валика 16 осуществлен привод механического тахометра, а через втулку 24 и валик 23 предельного выключателя.

Долговечность корпусов обеспечивается установкой в расточки под подшипники шестерен стальных обойм, которые при износе могут быть заменены. Однако после замены изношенной обоймы требуется ее расточка на точном станке для обеспечения необходимых координат.

С 1979 г. в производство внедрены взаимозаменяемые обоймы, после замены которых уже не требуется расточка на станке. Масло к зубчатым колесам, подшипникам и шлицевым соединениям привода поступает по каналу а из лотка распределительного вала. В приводе выполнен ряд каналов, по которым масло поступает к форсункам 2, подающим масло в зацепление цилиндрических шестерен, по каналам л к отверстиям во внутренних обоймах сферических подшипников вала шестерен привода электрических машин, каналам в, е и д на смазку конических шесте-



рен, шлицев привода тахометра. Подшипники качения и зацепления шестерен дополнительно смазываются масляным туманом, образуемым в полости привода, за счет разбрызгивания масла из системы смазки привода и масла, сливающегося из вентилятора, куда оно подается из привода по каналу *и*, и частично из лотка распределительного вала.

4. Уравновешивание сил инерции второго порядка на дизелях 8ЧН 26/26

На восьмицилиндровом дизеле применено устройство уравновешивания сил инерции второго порядка шатунно-кривошипного механизма. Устройство состоит из шести чугунных противовесов, вращающихся с вдвое большей частотой, чем частота вращения коленчатого вала. Три противовеса установлены и совмещены

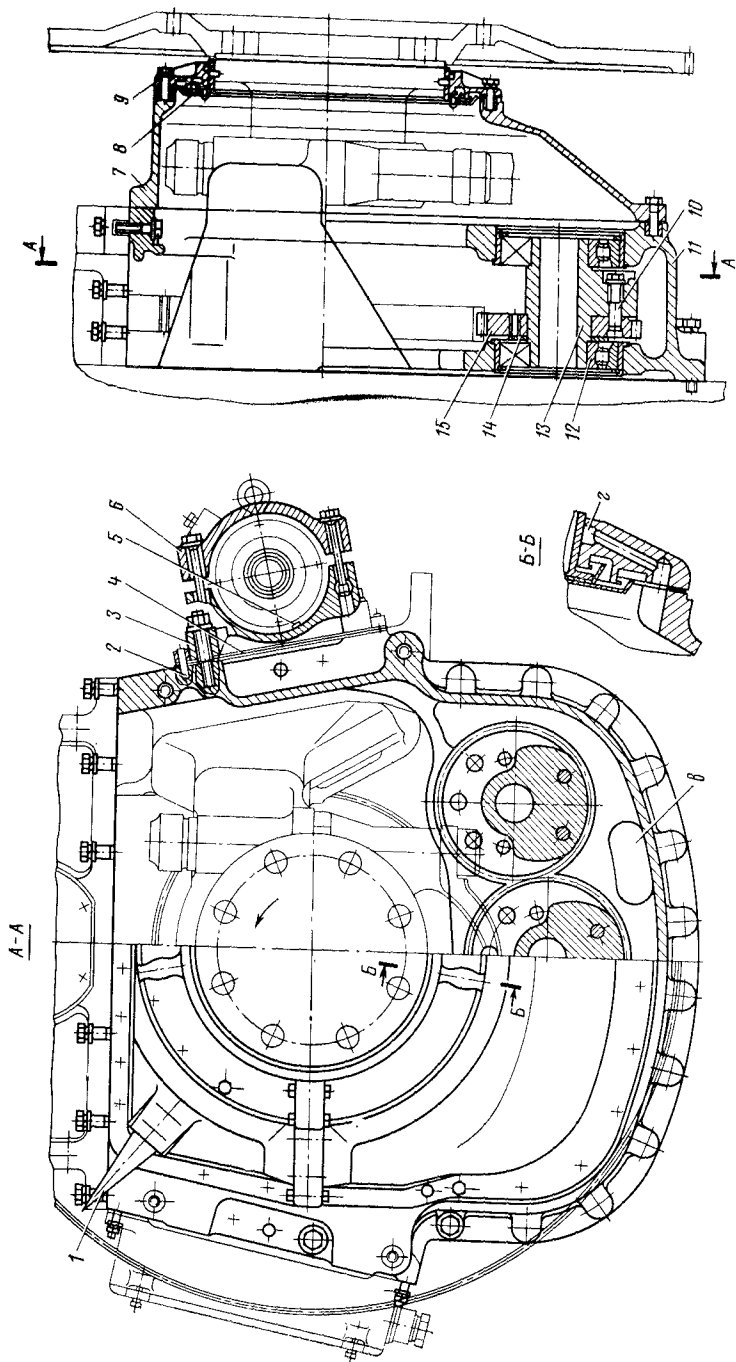


Рис. 35. Механизм уравнивания дизеля 84Н 26/26:

с шестернями привода насосов, а три в специальном механизме совместно с уплотнением коленчатого вала (рис. 35). В корпусе 11 этого механизма размещены противовесы 13 с шестернями 15, соединенные между собой призонными болтами 10.

Каждый противовес опирается на два роликоподшипника 12, установленные в стальные обоймы. Подшипники в осевом направлении фиксированы стопорными кольцами, а осевые разбеги устанавливают регулировочными кольцами. Средняя шестерня противовеса получает вращение от коленчатого вала и передает его крайним шестерням. Шестерни соединены так, что при нахождении любой из шатунных шеек коленчатого вала в крайнем верхнем или нижнем положении противовесы находятся в нижнем положении. Для контроля правильности установки механизма уравнивания на торцах противовесов нанесены риски, совпадающие с направлением их центра тяжести. Допустимое отклонение рисков противовесов при установке на дизель не должно превышать 4 мм на радиусе 100 мм, когда кривошипы коленчатого вала занимают вертикальное положение. Такая точность гарантирует правильную работу механизма и обеспечивается изготовлением. Во время монтажных работ в эксплуатации необходимо обеспечить контроль правильности установки противовесов, так как при отклонении их, более чем указано выше, нарушается работа механизма и увеличивается вибрация дизеля. Корпус механизма уравнивания, выполненный из чугуна или алюминиевого сплава, прикреплен к блоку цилиндров и масляной ванне болтами. Со стороны отбора мощности он закрыт кожухом 7, состоящим из двух половин, половины кожуха скреплены между собой болтами, часть из которых — призонные. На верхнюю часть кожуха установлена и зафиксирована стрелка 1, позволяющая по градуированной шкале маховика производить установку коленчатого вала в определенное положение. На фланец коленчатого вала напрессован маслоотражатель 8, который вместе с маслоулавливателем 9, прикрепленным к кожуху, образуют уплотнение вала. С верхней стороны корпус соединен с приводом распределительного вала. Сбоку на корпусе установлен кронштейн 3 электрического стартера дизеля. Стартер закреплен в кронштейне скобами 6 при помощи болтов, правильность его установки обеспечивается шпонкой 5 и подбором регулировочных прокладок 4, которыми регулируют зазор в зацеплении шестерни стартера и зубчатого венца маховика. Зубчатые колеса и подшипники смазывают маслом, вытекающим из подшипников коленчатого вала и сливающимся из привода распределительного вала. Масло из корпуса механизма сливается в картер дизеля по отверстиям в.

5. Привод насосов дизеля 8ЧН 26/26

От привода насосов (рис. 36) получают вращение валы водяных насосов холодного и горячего контуров системы охлаждения, масляного насоса и топливopодкачивающего насоса. Одновре-

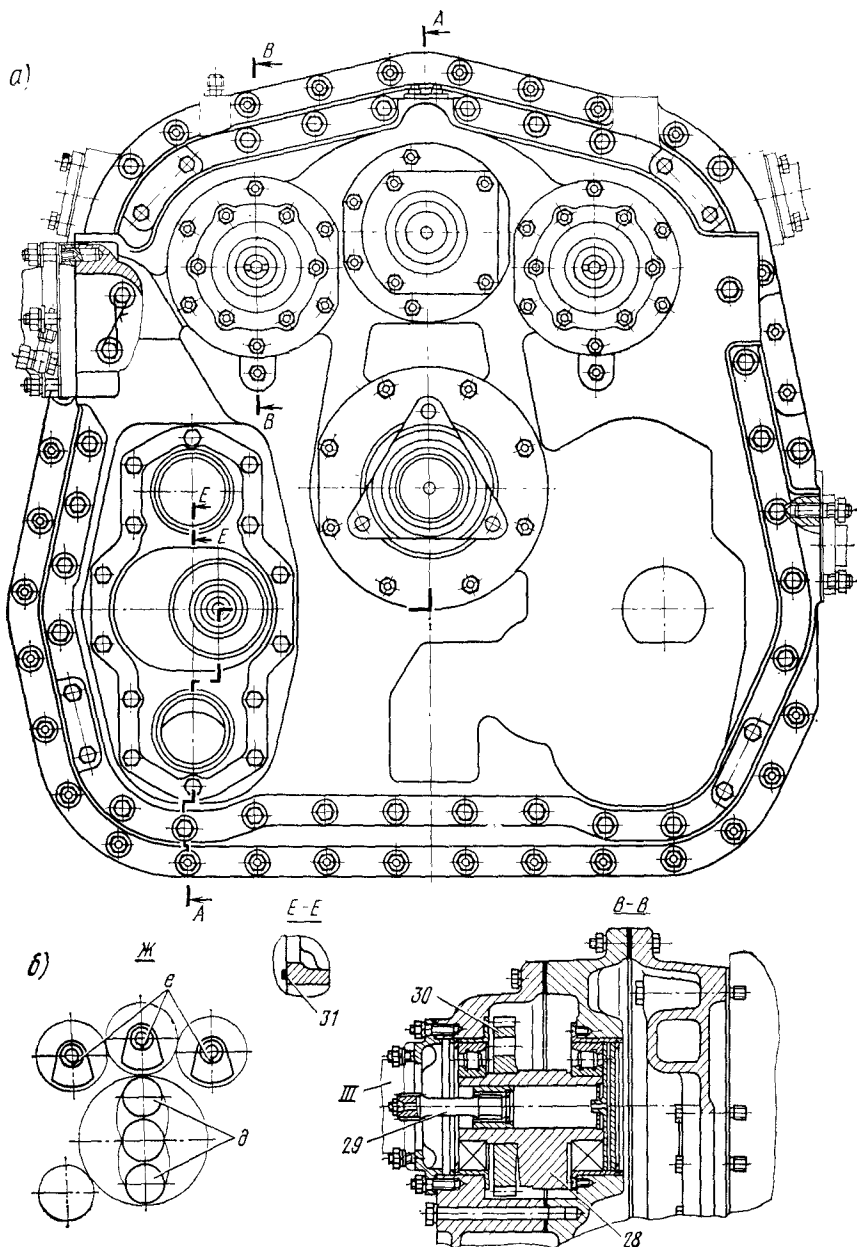
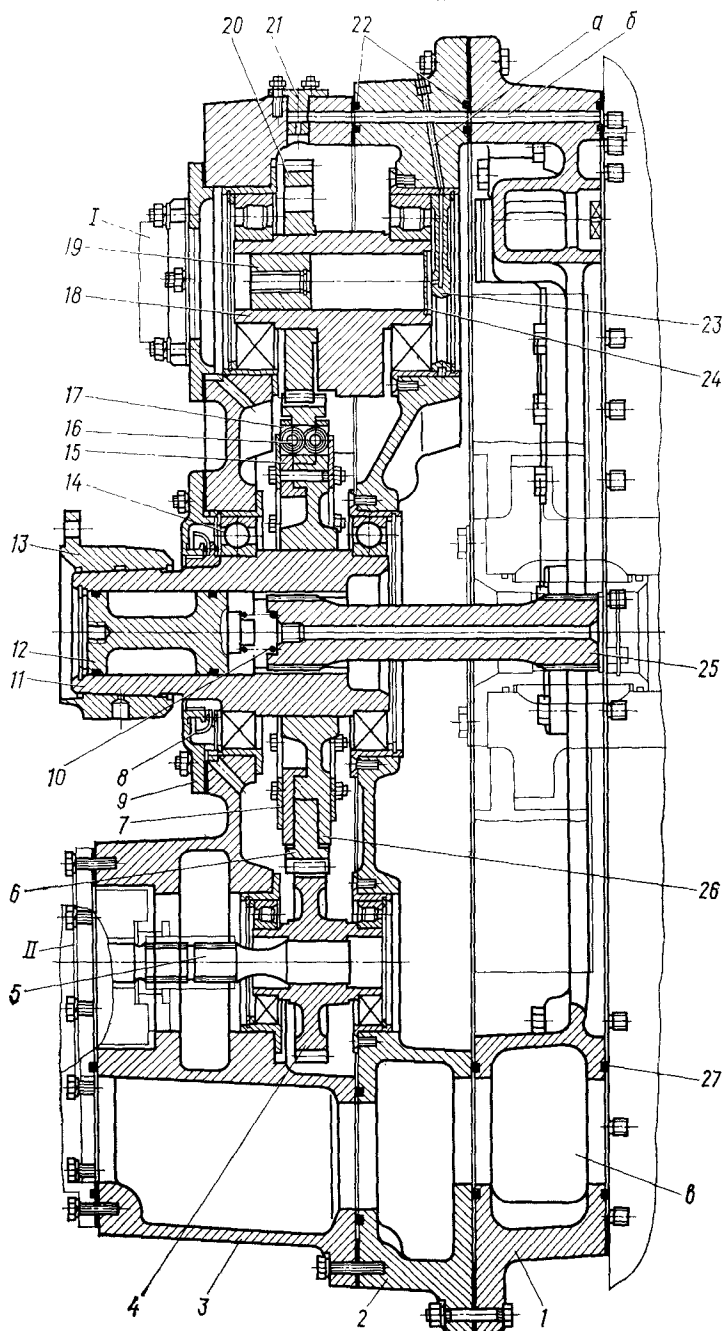


Рис. 36. Привод насосов дизеля 8ЧН 26/26:

а — привод насосов; б — схема соединения шестерен; 1, 2, 3 — корпуса; 4, 20, 30 — шестерни; 5, 25, 29 — валы; 6 — венец зубчатый; 7 — кольцо; 8 — маслоотражатель; 9 — маслоулавливатель; 10, 16 — пружины; 11 — вал-ступица; 12, 24 — заглушки; 13 — полумуфта; 14 — шарикоподшипник; 15 — диск; 17 — сухарь; 18, 28 — противовесы; 19 — втулка шлицевая; 21 — форсунка; 22, 27, 31 — кольца уплотнительные; 23 — про-
 ставок; 26 — ступица; а, б, в — каналы масла; в — шатунные шейки коленчатого вала; е — рнски; 1 — топливоподкачивающий насос; 11 — масляный насос; 111 — водяные насосы

A-A



менно он включает в себя детали механизма уравнивания сил инерции второго порядка и обеспечивает отбор мощности для вспомогательных нужд тепловоза.

Привод представляет собой зубчатую передачу, состоящую из цилиндрических прямозубых шестерен, смонтированных на подшипниках качения в двух корпусах 2 и 3. Для повышения долговечности корпусов в их расточки под подшипники качения установлены стальные обоймы. Корпуса, выполненные из чугуна или алюминиевого сплава, между собой соединены болтами и зафиксированы четырьмя призонными штифтами. Ведущая шестерня привода является упругой и состоит из зубчатого венца 6, устанавливаемого на ступицу 26 и закрываемого диском 15, последний соединен призонными болтами со ступицей. В комплекте зубчатый венец—диск—ступица выполнен восемь овальных окон, в каждом из которых установлены по две цилиндрические пружины 16 и два сухаря 17. Окна после установки в них упругих элементов закрывают кольцами 7, ограничивающими осевое перемещение сухарей.

Ступица 26 напрессована на вал-ступицу 11, соединенную с коленчатым валом посредством приводного шлицевого вала 25, на ней установлены два подшипника, маслоотражатель 8 и полумуфта 13, позволяющая отбирать мощность для вспомогательных нужд тепловоза. Шестерни 20 и 30, напрессованные на противовесы 18 и 28, представляют собой часть механизма уравнивания, расположенного на переднем торце дизеля. Шестерня 20, получая вращение от упругой шестерни, приводит во вращение через шлицевую втулку 19 топливоподкачивающий насос I и передает вращение двум крайним противовесам, от которых через шлицевые валы 29 приводятся во вращение водяные насосы III. Топливоподкачивающий и водяные насосы установлены на промежуточных проставках, играющих роль крышек расточек под подшипники противовесов.

Привод установлен на двигателе с переднего торца и прикреплен к блоку и раме через промежуточный корпус I, в котором выполнены каналы с для прохода масла во всасывающую полость масляного насоса. Канал по соединениям корпусов между собой уплотнен резиновыми кольцами 27. Зацепления шестерен, подшипники качения, шлицевые соединения привода водяных и топливоподкачивающих насосов смазываются маслом, поступающим из масляного коллектора блока цилиндров по каналам а и в в корпусах, каналам в форсунке 21 и проставках 23, через центральное отверстие в заглушке, а также масляным туманом, образующимся в полости привода насосов. Шлицевое соединение вала 5 привода масляного насоса смазывается маслом, поступающим из насоса. Шлицы приводного вала 25 смазываются маслом, поступающим от коренной шейки коленчатого вала по специальным каналам. Полость вала-ступицы 11 уплотнена заглушкой 12 с резиновыми кольцами. Пружина 10 исключает передачу осевых

усилий от коленчатого вала через вал приводной 25 на подшипники привода и обеспечивает работу вала в крайнем положении. Осевые зазоры в подшипниках шестерен обеспечивают за счет регулировочных колец, устанавливаемых между наружными кольцами подшипников и стопорными кольцами.

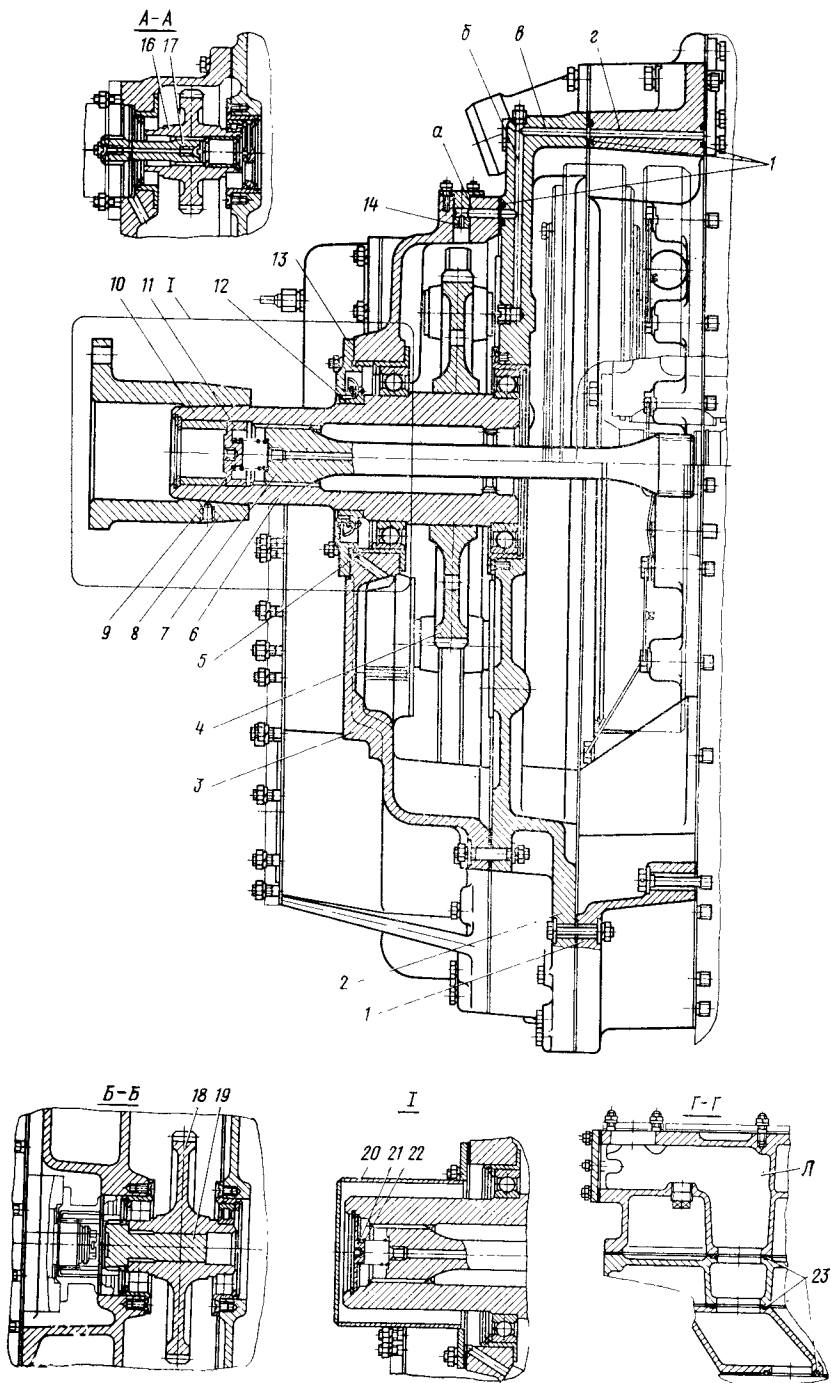
При сборке привода необходимо обеспечить зацепление зубьев шестерен 20 и 30 таким образом, чтобы риски e на торцах противовесов были параллельны между собой с отклонением не более 4° (7 мм на радиусе 100 мм). При монтаже привода на дизеле необходимо установить в вертикальное положение шатунные шейки коленчатого вала и затем поставить приводной вал 25. После установки привода на дизель отклонение рисков на противовесах должно быть не более 9° (15,7 мм на радиусе 100 мм). Увеличение отклонения вызывает недопустимое повышение вибрации дизеля.

6. Привод насосов дизель-генераторов 16ЧН 26/26 и 12ЧН 26/26

На переднем торце дизеля расположен привод насосов (рис. 37) для приведения в действие двух водяных и масляных насосов, а также для отбора мощности на вспомогательные нужды тепловоза. Привод представляет собой зубчатую передачу, состоящую из цилиндрических прямозубых шестерен, смонтированных на подшипниках качения в двух корпусах 2 и 3. Для повышения долговечности корпусов в их расточки установлены стальные обоймы. Корпуса выполнены из алюминиевого сплава, между собой соединены болтами и призонными шпильками, что обеспечивает необходимую точность сборки корпусов для обеспечения соосности опор шестерен. Ведущая шестерня 4 напрессована на вал-ступицу 6, соединенную с коленчатым валом через вал приводной 7, приводит во вращение шестерни 18 привода масляных насосов и шестерни 16 привода водяных насосов.

В зависимости от модификации дизель-генератора привод насосов может иметь отбор мощности на вспомогательные нужды, и тогда на конусную часть вала-ступицы напрессована полумуфта 8, маслоотражатель 12 и детали уплотнения масляной полости 10, 11. При отсутствии отбора мощности вал-ступица не имеет конуса и закрывается кожухом 20, детали уплотнения масляной полости упрощены и не имеют уплотнительных колец. На приводе могут быть установлены также по одному или по два водяных и масляных насосов. При отсутствии водяного насоса его место закрыто глухой крышкой, а при отсутствии второго масляного насоса — крышкой 26, в которой выполнен переточный канал $ж$ для прохода масла.

Привод насосов прикреплен к блоку цилиндров и раме через промежуточный корпус 1, в котором для прохода масла из каналов рамы к всасывающим полостям масляных насосов выполнены



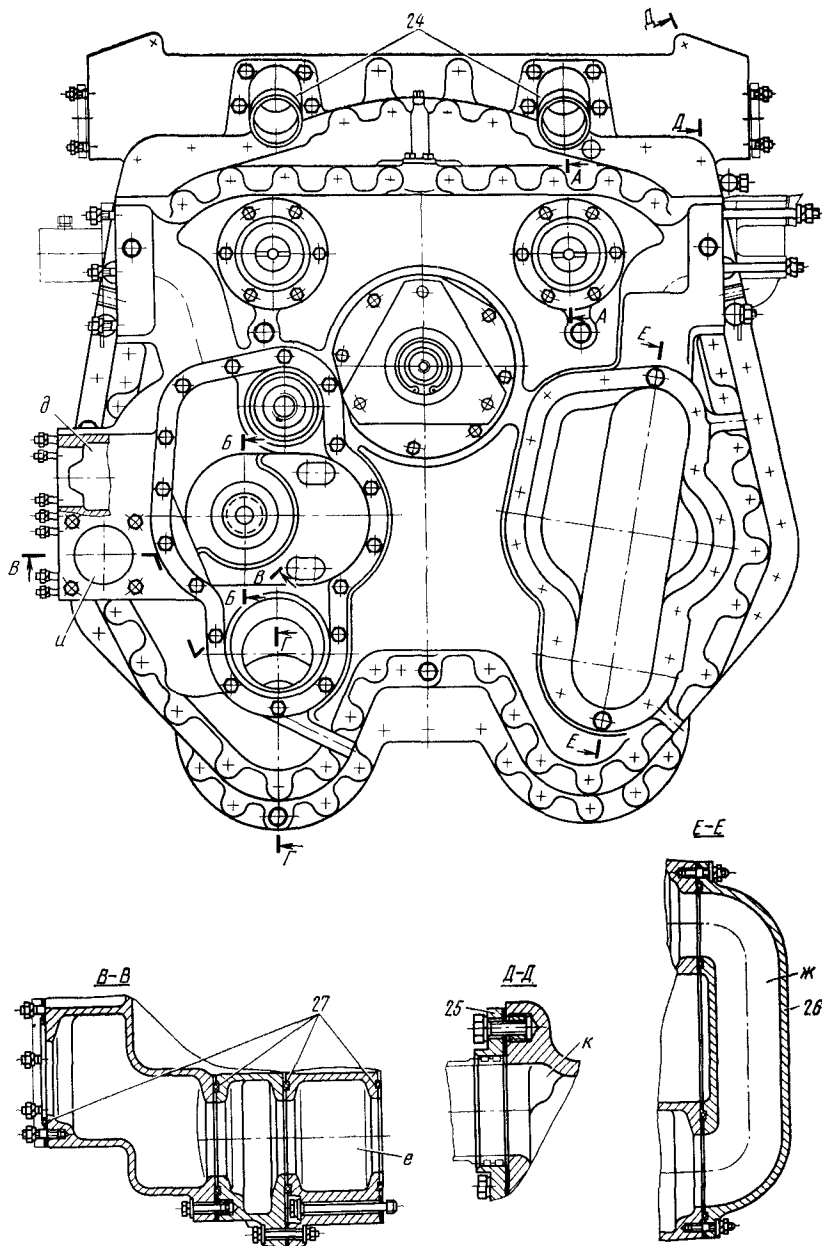


Рис. 37. Привод насосов дизель-генераторов:

1, 2, 3 — корпуса; 4, 16, 18 — шестерни; 5 — шарикоподшипник; 6 — вал-ступица; 7, 17, 19 — валы приводные; 8 — полумуфта; 9, 21 — пружины; 10 — втулка; 11, 22 — заглушки; 12 — маслоотражатель; 14 — форсунка; 15, 23, 27 — кольца уплотнительные; 20 — кожух; 24 — патрубки; 25 — фланцы; 26 — крышка переточная; а, б, в, г, д, е, ж, з, и, к, л — каналы и полости

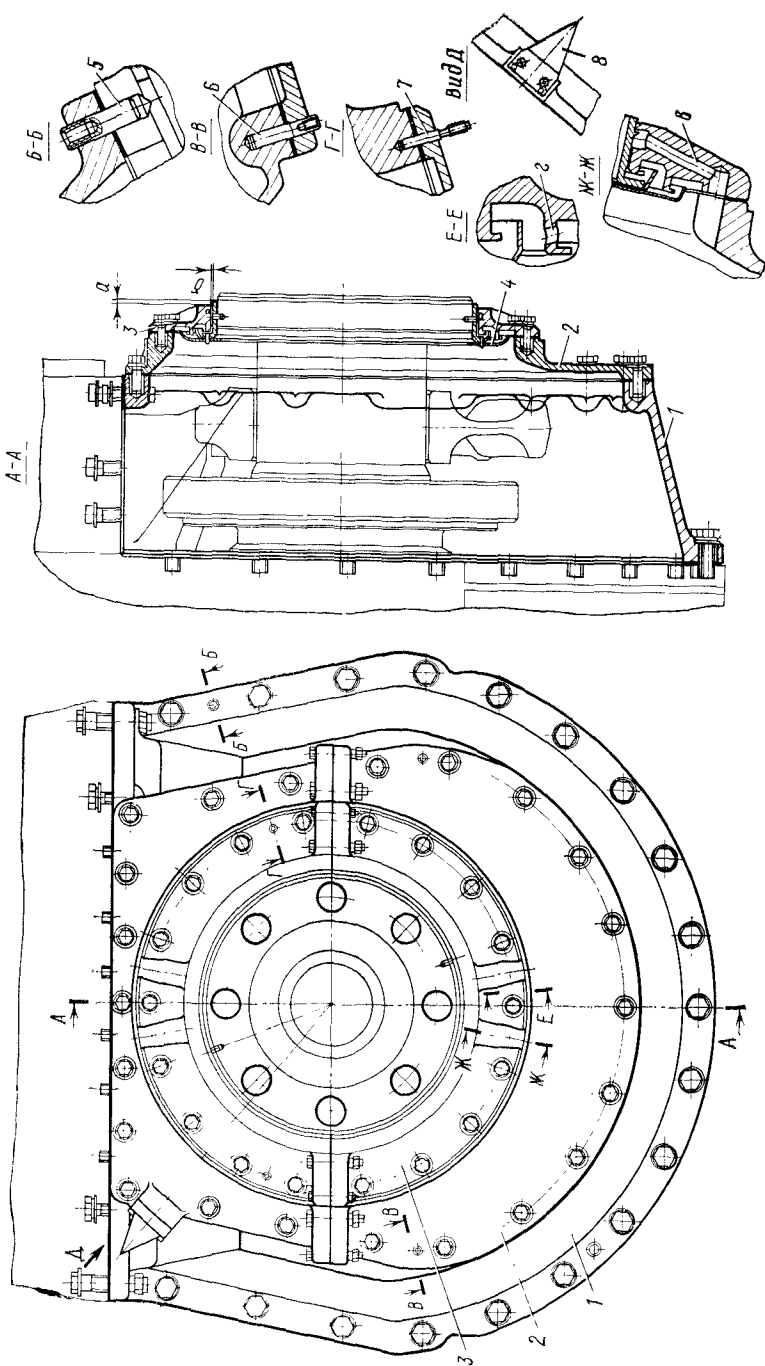


Рис. 38. Уплотнение коленчатого вала:

1 — корпус; 2 — кожух; 3 — маслоулавливатель; 4 — маслоулавливатель; 5, 6, 7 — штифты; 8 — стрелка; [a — контрольный размер; б — зазор; в, г — каналы

каналы *е* и *л*, в разъеме корпусов каналы уплотнены резиновыми кольцами. В этом же корпусе выполнен канал для прохода воды от насоса к водяным коллекторам, для чего установлены патрубки *24* и с противоположной стороны корпуса фланцы *25*, в которые входят соединительные муфты. Насосы для воды приводятся шлицевыми приводными валами *17*, а масляные — валом *19*, запрессованным в шестерню *18*. Масло к шестерням и шлицевым соединениям поступает из масляной магистрали дизеля по каналам *а*, *б*, *в*, *г* и форсунке *14*. Образуемый масляный туман в полости привода смазывает и охлаждает подшипники качения. Смазка на шлицы вала *19* подается по каналу от масляного насоса.

Уплотнение коленчатого вала. Корпус *1* (рис. 38) уплотнения прикреплен к блоку цилиндров и раме, на верхней плоскости которого закреплен привод распределительного вала. Спереди на корпусе закреплен кожух *2* с установленным на нем маслоулавливателем.

Коленчатый вал уплотнен двумя последовательно расположенными маслоотражательными дисками, объединенными в узел *4*, напрессованный на его фланец. На втулке маслоотражателя имеется дополнительный буртик, который сбрасывает масло под действием центробежных сил в канавку маслоулавливателя. Отраженное масло стекает в картер по каналам *в* и *г*. Стрелка *8* позволяет вести отсчет угла поворота по градуированной шкале, выполненной на муфте во время монтажно-демонтажных и регулировочных работ.

Корпус *1*, обе половины кожуха *2* и стрелка относительно блока цилиндров и между собой зафиксированы контрольными штифтами. Все плоскости разъемов между деталями уплотнены прокладками из паронита.

Уплотнение выходного вала является бесконтактным и обеспечивает длительную работу. При монтаже его необходимо следить за тем, чтобы маслоотражательные бурты *4* не касались маслоулавливателя *3*. Это достигается изменением толщины регулировочных прокладок и может быть проконтролировано размером *а*, который должен быть 1—4 мм, а также равномерным зазором *б* по окружности. Рекомендуется обеспечить разность этого зазора не более 0,1 мм при измерении в трех положениях через 120° по окружности. Установив зазор, маслоулавливатель фиксируют контрольными штифтами.

Привод тахометра механического. Привод (рис. 39) представляет собой зубчатую передачу из цилиндрических винтовых шестерен, предназначенную для привода во вращение механического тахометра, измеряющего частоту вращения коленчатого вала. В корпусе *1* на шарикоподшипниках смонтированы шестерни *4*, *12* и *15*, получающие вращение от привода распределительного вала через валик *2*, в котором имеется канал для прохода масла в привод тахометра. Шестерня *15* предназначена для замера

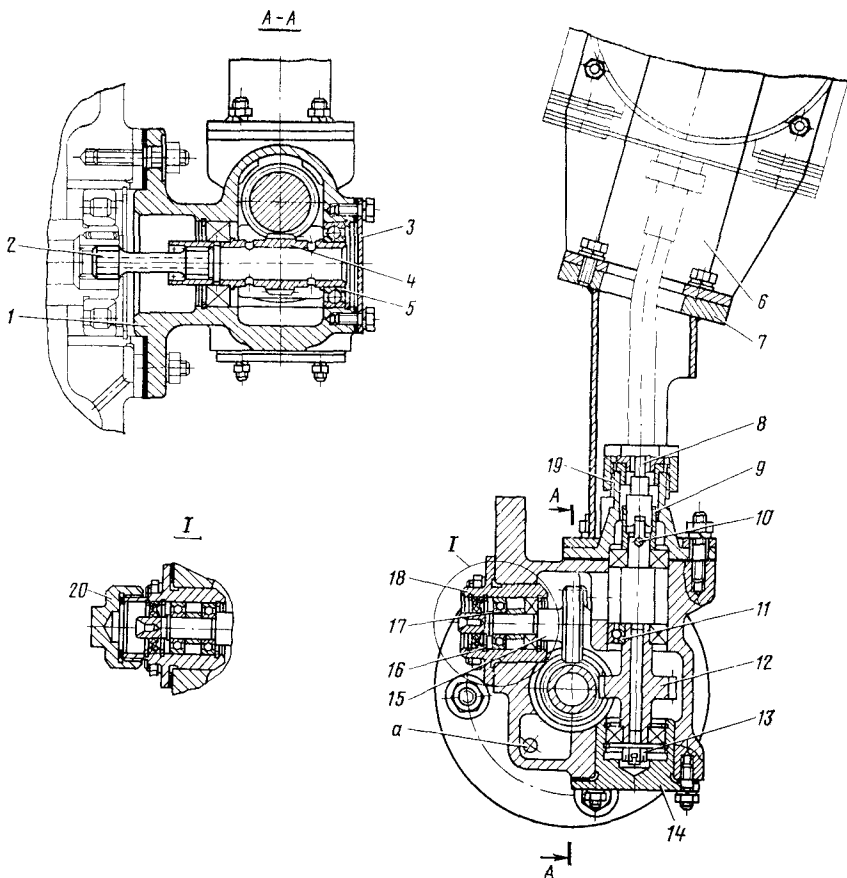


Рис. 39. Привод механического тахометра:

1 — корпус; 2 — валик приводной; 3 — крышка; 4 — шестерня ведущая; 5, 11, 17 — шарикоподшипники; 6 — тахометр; 7 — кронштейн; 8 — валик гибкий; 9 — втулка центрирующая; 10 — валик; 12 — шестерня ведомая; 13 — гайка; 14, 18, 19 — втулки; 15 — шестерня для ручного замера частоты вращения; 16 — манжета; 20 — гайка; а — канал слива масла

частоты вращения вручную, на ее выходном конце установлена манжета 16 и на втулку 18, являющуюся опорой шарикоподшипников, накручена глухая гайка 20, препятствующая утечке масла. Ведомая шестерня 12 посредством валика 10, закрепленного в шестерне, приводит во вращение гибкий валик 8 механического тахометра. Для обеспечения центрирования гибкого валика по валу 10 на него установлена втулка 9, зафиксированная штифтом.

Смазка шестерен и подшипников привода осуществляется масляным туманом, образуемым в полости привода.

Установка прибора на дизелях выполнена различной по наклону, что определяется условиями компоновки в тепловозе. Однако на точность показаний тахометра его установка не влияет.

Приводы дизель-генератора 20ЧН 26/26. Двухступенчатый турбокомпрессор дизель-генератора установлен на торце блока со стороны отбора мощности, поэтому приводы механизмов выполнены на переднем торце блока. В алюминиевых корпусах установлены цилиндрические прямозубые шестерни привода, которые опираются на подшипники качения и подшипники скольжения. Привод передает вращение распределительному валу, водяным и масляным насосам, регулятору, предельному выключателю и тахометру. В корпусах выполнены необходимые каналы и отверстия для прохода масла к подшипникам скольжения и зубчатым колесам.

Для снижения динамических нагрузок на зубья шестерен ведущая шестерня, расположенная на коленчатом валу дизеля, выполнена упруго демпфирующей с цилиндрическими пружинами. Со стороны приводов дизель имеет вал отбора мощности, через который приводится ряд агрегатов тепловоза.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

1. Электрические машины дизель-генераторов

Электрические машины дизель-генераторов модификаций 1-26ДГ, 2-26ДГ, 1-9ДГ, 1А-9ДГ, 3-9ДГ (рис. 40) смонтированы на раме дизель-генератора. Тяговый генератор 1 установлен на общей раме с дизелем, соединен с коленчатым валом пластинчатой муфтой и закреплен на регулировочных прокладках 11 болтами 12.

На горизонтальной площадке кронштейна тягового генератора установлены стартер-генератор 2, получающий вращение через валопровод привода электрических машин (см. рис. 34) в режиме генератора и передающий вращение валу дизеля при его пуске, и синхронный возбудитель тягового генератора 3, установленный своими лапами на проставок 4 и также получающий вращение через валопровод. Под лапами обеих машин установлены регулировочные прокладки 7 и 13. Центровка тягового генератора выполняется таким образом, чтобы разность зазоров между полюсами, проверенная специальным удлиненным щупом, не превышала 0,5 мм, а в лабиринтном уплотнении опорного подшипника имелся осевой зазор $4 + 2$ мм. Кроме того, допускается смещение оси якоря генератора относительно оси коленчатого вала в пределах зазоров сопрягаемых деталей соединительной муфты, а излом осей не более 0,15 мм на плече 800 мм. Излом определяется специальным приспособлением, устанавливаемым на муфту. Излом можно изменять подбором прокладок, устанавливаемых между рамой дизель-генератора и лапами тягового генератора. Для замены прокладок в лапы генератора ввертывают отжимные болты. После центровки генератора его закрепляют болтами 12 с усилием их затяжки не менее 1,20 кН·м. Местное неприлегание лапы генератора к раме более 0,15 мм, определенное щупом на длине 40 мм, не допускается, оно обеспечивается подбором соответствующих прокладок.

Так как на соединение лап генератора и рамы действует реактивный вращающий момент и динамические усилия при работе, то для обеспечения большей жесткости этого соединения установлены контрольные штифты 16. Ослабление их при работе может свидетельствовать о недостаточной затяжке болтов 12 и нарушении центровки генератора, что является недопустимым.

После завершения установки генератора приступают к центровке стартер-генератора 2 и возбудителя 3. Обеспечение необходимого смещения и излома осей электрических машин относительно приводных валов 19 и 22 (см. рис. 34) привода распределительного вала осуществляется подбором необходимых прокладок и перемещением машин по опорным плоскостям.

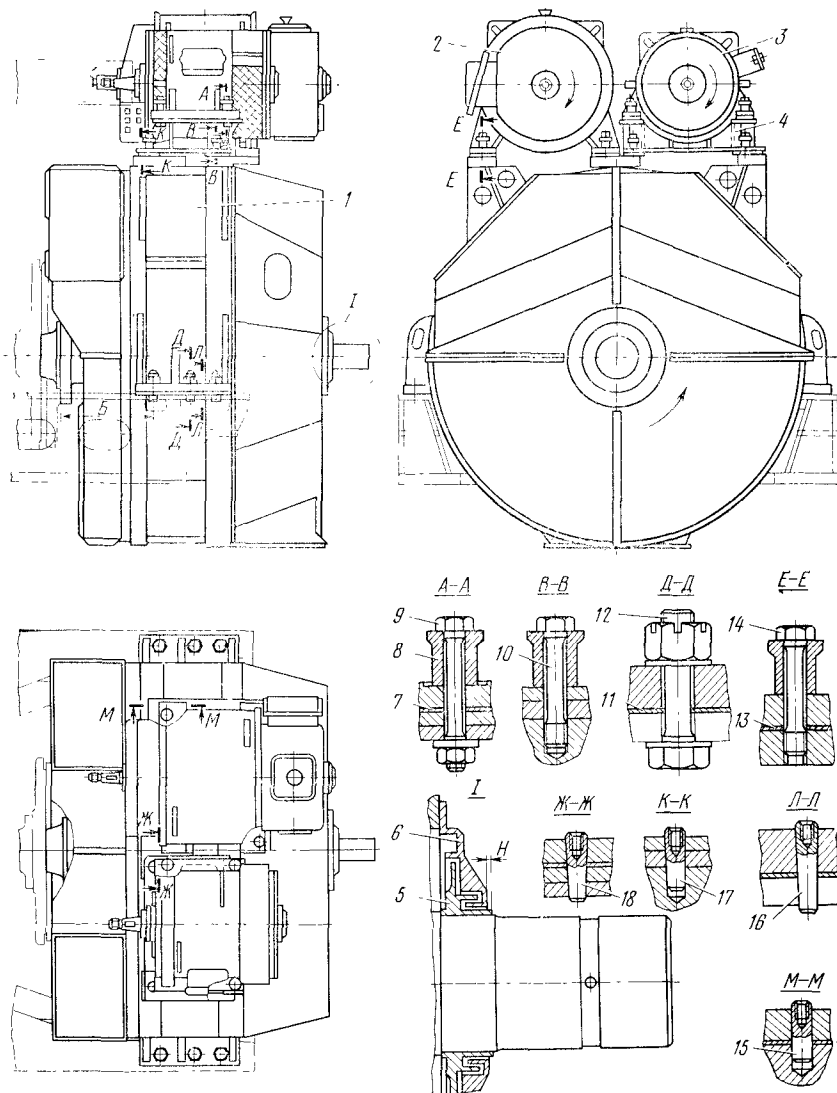


Рис. 40. Электрические машины:

1 — генератор; 2 — стартер-генератор; 3 — возбудитель; 4 — проставок; 5, 6 — фланцы лабиринтного уплотнения; 7, 11, 13 — прокладки регулировочные; 8 — втулка; 9, 10, 12, 14 — болты; 15, 16, 17, 18 — штифты; H, B — установочные размеры

На результаты центровки влияют температурное состояние электрических машин, дизеля, условия экипировки тепловоза и состояние путей, на которых находится тепловоз. Поэтому средними условиями, при которых производится центровка электрических машин, следует считать: температура узлов не выше $+40^{\circ}\text{C}$, тепловоз должен быть установлен на нивелированном пути и иметь заправку топливных баков не менее чем на 50 %.

Вследствие износов опорных поверхностей в подшипниках привода и машинах, возможной деформации корпусов привода и электрических машин центровка электрических машин изменяется. В эксплуатации допускается изменение смещения до 0,6 мм и излома до 0,6 мм/м. Однако при демонтаже машин или привода распределительного вала центровка их должна быть восстановлена. Смещение осей для стартер-генератора и возбuditеля допускается до 0,1 мм, излом осей для тягового генератора до 0,19 мм/м и для стартер-генератора и возбuditеля до 0,3 мм/м.

2. Валопровод вспомогательных электрических машин

Конструктивно каждая ветвь валопровода (рис. 41) представляет собой упругую двоячную пальцеватую муфту, допускающую смещение осей электрических машин относительно привода как в радиальном, так и осевом направлении. Ведущие полумуфты 1 и 14 напрессованы на конусы вала-шестерни привода. Поводки 5 и 13 воспринимают вращающий момент через резиновые втулки 2 и пальцы 4, относительно ведущей и ведомой полумуфт центрируются втулками 3 и от осевого перемещения удерживаются резиновыми буферными шайбами 9. Для повышения долговечности центрирующие втулки хромированы, а в полумуфты на клей установлены металлокапроновые втулки 12. Ведомые полумуфты 6 и 11 установлены на конусах валов электрических машин, имеющих шпонки 7 и 10, закреплены гайками, которые предохраняются от отвертывания стопорными шайбами. Валопроводы закрыты предохранительными сетками, прикрепленными к приводу распределительного вала и электрическим машинам.

Полумуфты и поводки перед сборкой подвергаются динамической балансировке вместе с прикрепленными к ним деталями и все они имеют соответствующие пометки, по которым необходимо вести сборку. При замене изношенных пальцев необходимо производить повторную динамическую балансировку поводков. Валопровод электрических машин имеет высокую частоту вращения ($n = 3333$ об/мин) и передает значительный вращающий момент от стартер-генератора к коленчатому валу дизеля при его пуске. От его состояния зависит нормальная работа подшипников привода и электрических машин.

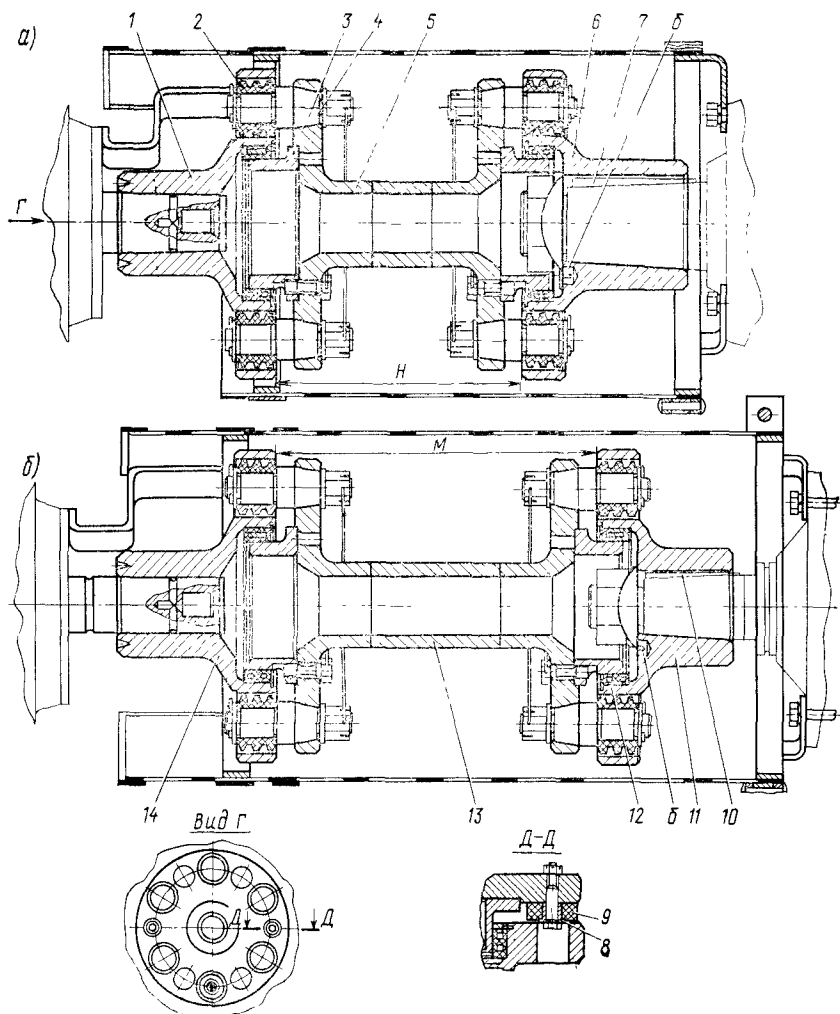


Рис. 41. Валопровод вспомогательных электрических машин:

a — для вращения стартер-генератора; *б* — для вращения возбудителя; 1, 14 — полумуфты ведущие; 2 — втулка резиновая; 3 — втулка центрирующая; 4 — палец; 5 — поводок привода стартер-генератора; 6 — полумуфта стартер-генератора; 7, 10 — шпонки; 8 — шайба; 9 — шайба буферная; 11 — полумуфта возбудителя; 12 — втулка капроновая; 13 — поводок привода возбудителя

3. Вентилятор охлаждения тягового генератора

Для отвода тепла, выделяющегося в рабочих элементах тягового генератора, через его внутренние полости пропускается охлаждающий воздух. Воздух нагнетается осевым вентилятором (рис. 42), установленным на приводе распределительного вала дизеля. Ротор вентилятора вращается от коленчатого вала через

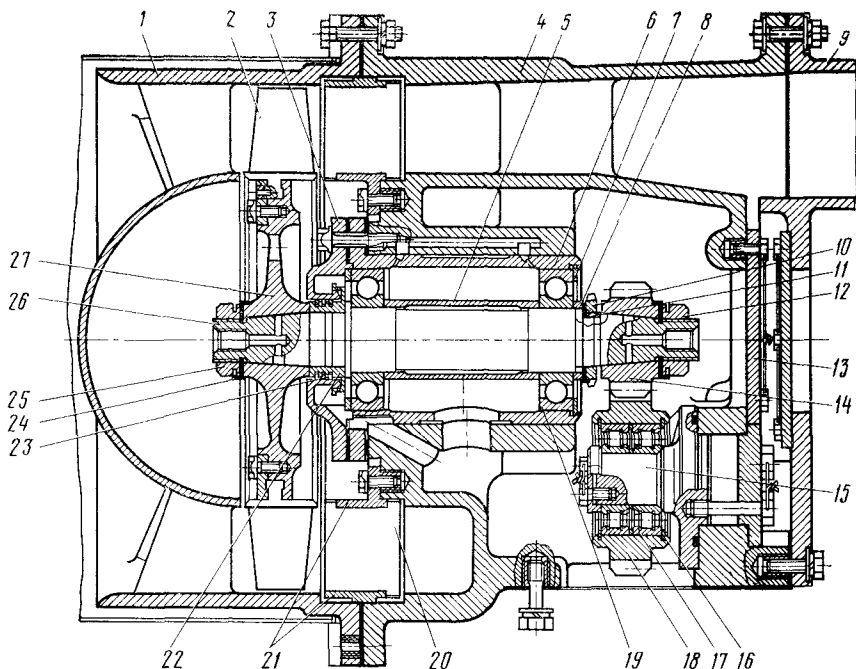


Рис. 42. Вентилятор охлаждения тягового генератора:

1 — обтекатель; 2 — рабочая лопатка; 3, 13 — крышки; 4 — корпус; 5, 6, 22 — втулки; 7, 16 — кольца стопорные; 8 — кольцо; 9 — патрубок; 10, 12 — гайки; 11 — пластины замочные; 14, 18 — шестерни; 15 — цапфа; 17 — роликподшипник; 19 — шарикоподшипник; 20 — лопатка спрямляющего аппарата; 21 — ободья; 23 — кольцо уплотнительное; 24 — вал ротора; 25 — колесо рабочее; 26 — кольцо регулировочное; 27 — диск

ускорительную передачу, расположенную в приводе распределительного вала и в самом вентиляторе. При частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин частота вращения ротора вентилятора составляет 5620 об/мин.

Параметры работы вентилятора характеризуются развиваемым напором и подачей. Зависимость между напором и подачей при номинальной частоте вращения ротора приведена на рис. 43. Рабочая точка на характеристике определяется гидравлическим сопротивлением генератора и соединительных воздушных патрубков. Изменение подачи и напора в зависимости от частоты вращения ротора подчиняется следующим закономерностям: напор пропорционален квадрату частоты вращения; подача линейно зависит от частоты вращения.

Воздух в вентилятор всасывается через фильтр, размещенный на крыше тепловоза, и поступает в полость обтекателя 1 (см. рис. 42), где установлен входной направляющий аппарат. Из решетки лопаток обтекателя воздух направляется под требуемым углом на лопатки 2 рабочего колеса 25. В направляющем аппарате

поток поворачивается до осевого направления, а затем через патрубки подается на охлаждение тягового генератора. Основные вращающиеся элементы вентилятора относятся к ротору, неподвижные — к статору. Ротор состоит из вала 24, рабочего колеса 25, втулки 22, шестерни 14 и втулки 5.

Рабочие лопатки из алюминиевого сплава имеют Т-образный тангенциальный хвостовик, которым они заводятся в паз, выточенный в рабочем колесе и стальном диске 27. После установки лопаток диск

27 прижимают к ним и рабочему колесу болтами. Рабочее колесо посажено на вал по конической расточке с натягом. Требуемый натяг обеспечивается контролем осевого перемещения колеса на роторе от исходного положения при напрессовке специальным приспособлением (рис. 44). Смещение вдоль оси на 0,1 мм соответствует диаметральному натягу 0,01 мм. Внутри вала имеются каналы, предназначенные для подачи масла на посадочную поверхность от гидросъемника при спрессовке колеса. С другого конца вала по аналогичной конической посадке установлена шестерня привода. Во втулке 22 (см. рис. 42) расположены три упругих маслоуплотнительных кольца 23. На валу установлены два шарикоподшипника, на которые ротор оп-

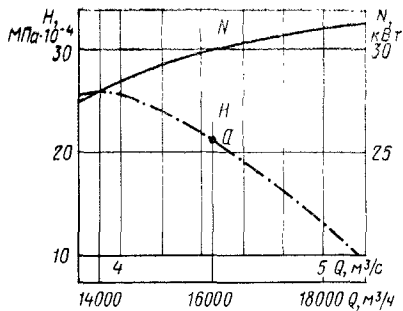


Рис. 43. Характеристика вентилятора: H — напор вентилятора; a — рабочая точка номинального режима; Q — производительность; N — потребляемая мощность

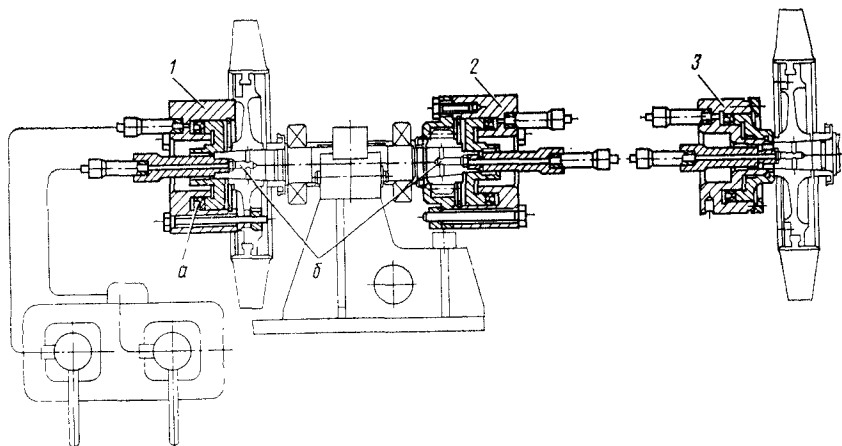


Рис. 44. Приспособления для спрессовки и напрессовки колеса и шестерни ротора вентилятора:

1 — для спрессовки колеса; 2 — для спрессовки шестерни; 3 — для напрессовки

рается во время работы. Шарикоподшипник 19 удерживается от осевого перемещения буртом вала 24, втулкой 5, кольцом 8 и гайкой 10, заstopоренной пластиной 11.

Статор вентилятора состоит из обтекателя 1, корпуса 4 и патрубка 9, выполняемых из алюминиевых отливок. В корпусе 4, являющемся остовом вентилятора, расположены опорная втулка 6, спрямляющий аппарат, состоящий из стальных ободьев 21 и приваренных к ним лопаток 20, и цапфа 15, на которой установлены роlikоподшипники 17 и паразитная шестерня 18.

Ротор в сборе с шарикоподшипниками установлен в опорную втулку 6. Осевые перемещения ротора ограничены стопорным кольцом 7 и регулировочным кольцом 26, которое упирается с одной стороны в крышку 3, а с другой стороны в наружное кольцо шарикоподшипника. Между кольцом 26 и шарикоподшипником имеется установочный зазор 0,3—0,6 мм, исключающий перегрузку подшипников вследствие выборки осевых зазоров в них при сборке. Шарикоподшипники 19 смазываются маслом, поступающим из привода распределительного вала. Шестерни 14 и 18 и роlikоподшипники 17 смазываются разбрасываемым маслом, сливающимся из полостей во втулке 6.

Для предотвращения попадания масла в воздушную полость вентилятора имеется комбинированное уплотнение на втулке 22 и крышке 3. Гребешок на втулке 22 за счет центробежного эффекта отбрасывает масло к периферии масляной полости; проход неотброшенного масла задросселирован щелевым уплотнением между гребешком крышки 3 и внутренней поверхностью выступа втулки 22; из полости между лабиринтом и уплотнительными кольцами 23 масло отсасывается через отверстия и, три упругих кольца 23 создают контактное уплотнение. Со стороны выхода воздуха полость подшипников закрыта крышкой 13. Стык цапфы 15 с корпусом уплотнен резиновым кольцом.

Вентиляторы всех модификаций дизелей одинаковы по конструкции. Различаются только системы раздачи напорного воздуха. В дизель-генераторах 1А-9ДГ и 1-26ДГ воздух из напорного патрубка вентилятора направляется только в тяговый генератор. На дизель-генераторах 1-9ДГ и 2-9ДГ, кроме основного воздушного потока, к тяговому генератору имеется дополнительный отвод воздуха на агрегат А-710. На дизель-генераторе 3-9ДГ на напорном тракте установлен воздушный фильтр.

4. Муфта соединительная и валоповоротный механизм

Муфта (рис. 45) соединяет коленчатый вал дизеля с валом ротора генератора. Между ведущим диском 1 и ведомым диском 3 муфты установлен пакет 2 тонких стальных колец. Пакет пятью призонными болтами 8 прикреплен к ведущему диску 1, а пятью призонными болтами 4 — к ведомому диску 3. Ведущий диск имеет зубья для проворачивания коленчатого вала дизеля валоповоротным механизмом.

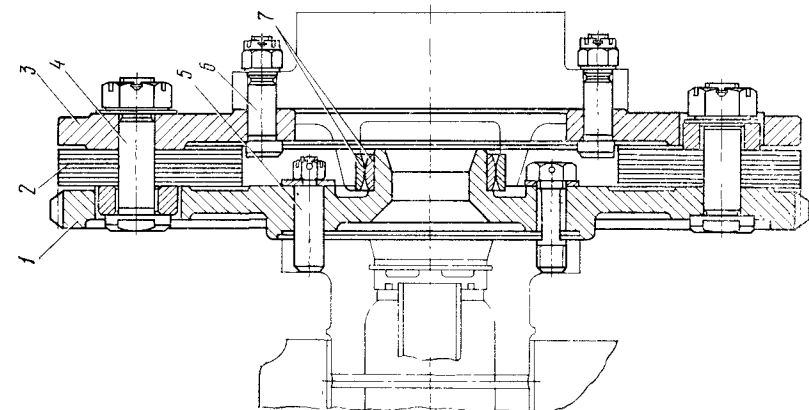


Рис. 45. Муфта

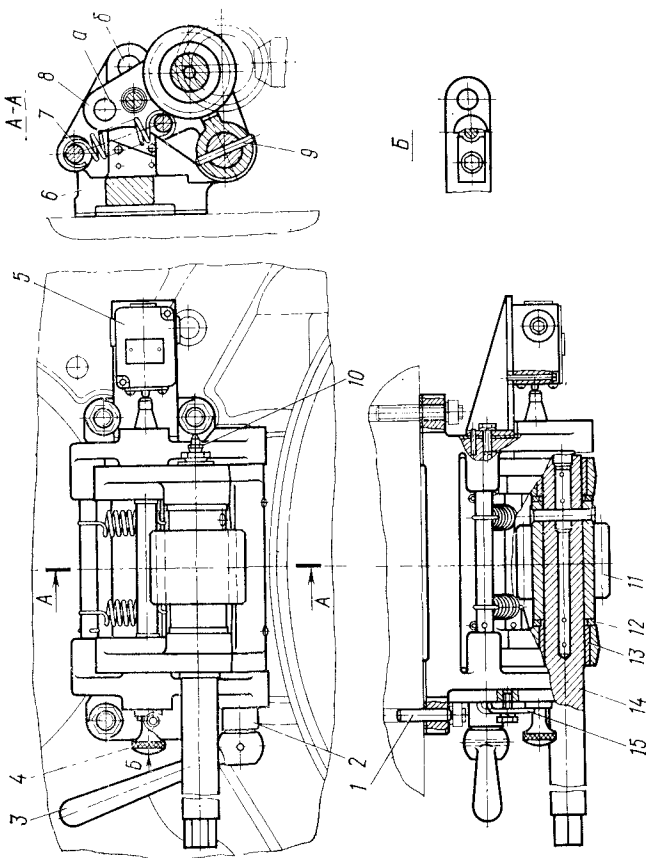


Рис. 46. Валопроворотный механизм:

1, 9 — штифты; 2, 14 — валы; 3 — рукоятка; 4 — штырь; 5 — микропереключатель; 6, 8 — кронштейны; 7 — пружина; 10 — маслянка; 11 — червяк; 12 — кольцо; 13 — втулка; 15 — скоба; а, б — отверстия для установки штыря

поворотным механизмом и крепится болтами 9 и штифтами 5 к коленчатому валу, а ведомый диск болтами 6 — к валу ротора генератора. На ведущий диск муфты и в вал ротора генератора установлены направляющие кольца 7.

Для проворота коленчатого вала при осмотрах, ремонтах и обслуживании дизеля используется *валоповоротный механизм* (рис. 46). Он установлен на приводе распределительного вала. Червяк совместно с валом 14 вращается во втулках 13 и от осевого перемещения удерживается кольцами 12. Кронштейн 8 установлен на валу 2, застопорен штифтом 9 и вместе с червяком имеет возможность поворачиваться на определенный угол. От произвольного включения червяк удерживается пружинами 7.

При отключении механизма кронштейн с валом и червяком устанавливаются в верхнем положении и стопорятся штырем 4. В этом положении штырь 4 нажимает на шток микропереключателя 5, контакты замкнуты, пуск дизеля возможен. В рабочем положении штырь проходит через отверстия а и б, минуя шток микропереключателя, электрическая цепь разомкнута, пуск дизеля невозможен.

Чтобы повернуть коленчатый вал, открепляют скобу 15, вынимают штырь 4, рукояткой 3 кронштейн 8 поворачивают до введения червяка в зацепление с зубчатым диском муфты и через отверстия а и б кронштейн фиксируют штырем 4. Коленчатый вал проворачивают ключом, установленным на шестигранную головку вала 14.

СИСТЕМА ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ

1. Назначение и особенности системы

Повысить эффективность рабочего процесса в цилиндрах дизеля можно путем подачи воздуха в количестве, соответствующем оптимальному соотношению масс воздушного заряда и подаваемого топлива. Наполнение цилиндров необходимым количеством воздуха достигается за счет повышения его плотности. Совокупность устройств, обеспечивающих подачу в цилиндры двигателя необходимого количества воздуха с заданными давлением и температурой, *называется системой воздухообеспечения*.

На двигателях ЧН 26/26 применяются следующие виды систем воздухообеспечения:

- со свободным турбокомпрессором и охладителем наддувочного воздуха; газ к турбине подводится через общий коллектор для каждого ряда цилиндров — дизели 3А-6Д49 (8ЧН 26/26) и 9ДГ (16ЧН 26/26);

- то же, но без охладителя наддувочного воздуха — дизели 3АЭ-6Д49;

- со свободным турбокомпрессором и охладителем наддувочного воздуха; газ к турбине подается через преобразователи импульсов, к которым присоединены два коллектора, объединяющие выпуск из трех цилиндров, — дизели 26ДГ (12ЧН 26/26);

- с двухступенчатым турбонаддувом. Система включает два последовательно работающих турбокомпрессора, два охладителя после каждой ступени сжатия воздуха; газ к турбинам поступает через общий коллектор для каждого ряда — дизели типа 20ДГ (20ЧН 26/26).

Воздух (рис. 47) через воздушные фильтры 1 тепловоза поступает во всасывающий патрубок компрессора 2. В компрессоре воздух сжимается, а затем поступает в водовоздушный охладитель 6, где охлаждается до 70—80 °С. Сжатый и охлажденный воздух подается в наддувочный ресивер, а оттуда через выпускные клапаны в цилиндры дизеля 5. Газ, выпускаемый из цилиндров, через газовыпускные коллекторы 4 подводится к турбине 3 турбокомпрессора. Потенциальная энергия выпускных газов преобразовывается в механическую в турбине, мощность которой используется для привода компрессора. Турбина и компрессор komponуются в одном агрегате, называемом *турбокомпрессором*

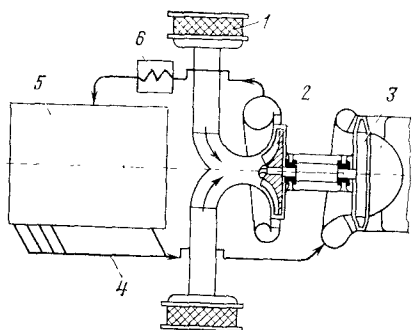


Рис. 47. Схема системы воздухопоснабжения двигателей типов 9ДГ и 3А-6Д49

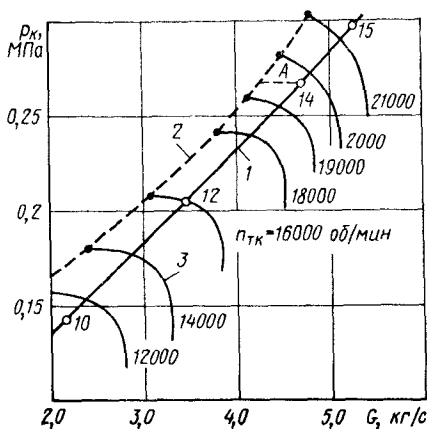


Рис. 48. Характеристика компрессора БТК двигателя 16ЧН 26/26 $N_e = 2940$ кВт:

1 — линия рабочих режимов; 2 — граница помпажа; 3 — кривые $n_{TK} = \text{const}$; 10, 12, 14, 15 — позиции контроллера

ляет собой зависимость давления наддува p_k от частоты вращения ротора турбокомпрессора n_{TK} и расхода воздуха G при нормальных атмосферных условиях ($p_0 = 1,013$ МПа, $T_0 = 20^\circ\text{C}$). Слева от кривой 2 расположена область неустойчивой работы компрессора, так называемого *помпажа*. Линия 1 проведена по точкам режимов двигателя на тепловозной характеристике. При изменении нагрузки происходит соответствующее изменение давления наддува.

Совмещение характеристик компрессора и дизеля обычно стремятся выполнить так, чтобы линия 1 проходила в области высоких к. п. д. и одновременно была достаточно удалена от гра-

Эффективность системы воздухопоснабжения определяется совокупностью характеристик всех элементов, входящих в ее состав. Однако определяющее влияние на параметры дизеля во всем диапазоне его рабочих режимов оказывает турбокомпрессор. Поэтому при создании двигателя проводится согласование характеристик дизеля и турбокомпрессора с целью оптимизации параметров во всем диапазоне режимов тепловозной характеристики.

В эксплуатации может возникнуть рассогласование характеристик дизеля и турбокомпрессора при изменении сопротивлений на всасывании воздуха и выпуске газов. Нормальная работа системы воздухопоснабжения характеризуется определенной зависимостью давления наддува и расхода воздуха от мощности двигателя, частоты вращения его коленчатого вала и параметров окружающей среды. Эта зависимость обычно представляется графически в виде характеристики компрессора, на которую накладывается линия рабочих режимов дизеля. Характеристика компрессора БТК (рис. 48) дизель-генератора 2А-9ДГ (16ЧН 26/26) представ-

ницы помпажа — кривой 2. Если вследствие каких-либо воздействий происходит сближение кривых 1 и 2, то рабочий режим компрессора приближается к помпажу. Работа компрессора в режиме помпажа сопровождается резкими звуковыми ударами и может вывести из строя турбокомпрессор. Основными причинами появления помпажа в эксплуатации являются:

1. Неправильная регулировка нагрузки дизель-генератора. Если нагрузка больше мощности, соответствующей позиции контроллера, то регулятор выводит подачу топлива на упор и частота вращения коленчатого вала снижается. Это смещает рабочую точку на характеристике вдоль линии А к границе помпажа 2. Поэтому при появлении помпажа необходимо в первую очередь проверить и отрегулировать нагрузку дизель-генератора по позициям контроллера.

2. Изменение сопротивления воздушного или газовыпускного тракта. Если в процессе эксплуатации происходит засорение воздушных или газовыпускных каналов, повреждение лопаток турбины или глушителя выпуска, вызывающее повышенное гидравлическое сопротивление, то линия 1 рабочих режимов двигателя приближается к границе помпажа. В этом случае для ликвидации помпажа необходимо устранить засорение газового или воздушного тракта.

3. Уменьшение степени охлаждения в охладителе наддувочного воздуха. Это может произойти за счет ухудшения теплоотвода вследствие загрязнения теплопередающих поверхностей или несоответствия температуры охлаждающей воды температурным условиям внешней среды. Например, если при резком снижении температуры всасываемого воздуха температура охлаждающей воды не понизится (даже повысится), то граница помпажа (кривая 2) сближается с линией рабочих режимов 1.

Во всех случаях при появлении помпажа надо снизить нагрузку дизеля до исчезновения звуковых ударов в турбокомпрессоре и принять срочные меры к ликвидации причин помпажа. Эксплуатация турбокомпрессора на режимах помпажа недопустима.

Работу системы воздухообеспечения контролируют по стабильности таких параметров, как давление наддува p_k и температура выпускных газов T_r . Заметное снижение давления наддува при одновременном росте температуры газов свидетельствует о неисправности в работе системы. Причиной этого может быть повреждение турбокомпрессора или появление дополнительных сопротивлений в газозоудном тракте, а также увеличение площади проходного сечения соплового аппарата турбины сверх заданного значения.

Изменение основных параметров наддува дизелей 16ЧН 26/26 (1А-9ДГ и 2В-9ДГ) по режимам тепловозной характеристики для нормальных атмосферных условий приведено на рис. 49 и 50. В зависимости от температуры окружающей среды давление

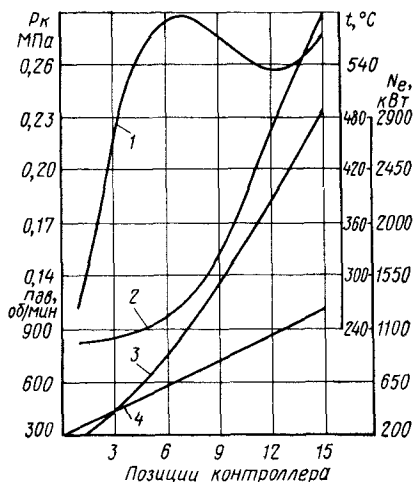


Рис. 49. Параметры наддува на режимах тепловозной характеристики дизель-генератора 1А-9ДГ:

1 — температура газов перед турбиной; 2 — давление наддува p_k ; 3 — мощность двигателя N_e ; 4 — частота вращения коленчатого вала

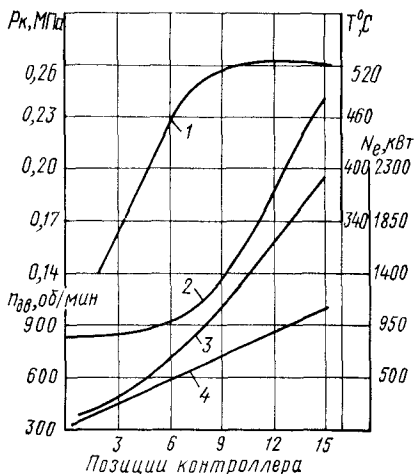


Рис. 50 Параметры наддува на режимах тепловозной характеристики дизель-генератора 2В-9ДГ: (обозначения см на рис. 49)

наддува на режиме номинальной мощности будет

$$p_k = p_{k_0} - K (T_0 - 293),$$

где p_{k_0} — давление наддува при температуре воздуха 293 К; T_0 — температура окружающей среды, К. Коэффициент $K = 0,005 \div 0,007$.

2. Турбокомпрессоры

Основные параметры турбокомпрессора — расход воздуха (подача) и давление наддува — определяются числом и объемом цилиндров, частотой вращения коленчатого вала и уровнем среднего эффективного давления дизеля. Давление наддува приблизительно пропорционально среднему эффективному давлению, а подача пропорциональна числу цилиндров. Подача компрессора определяет его типоразмер. Поэтому в зависимости от числа цилиндров на двигателях ЧН 26/26 применяются разные типоразмеры турбокомпрессоров. Для всех модификаций восьмицилиндровых двигателей 8ЧН 26/26 применяются турбокомпрессоры ТК23, двенадцатицилиндровых (12ЧН 26/26) — ТК35, шестнадцатицилиндровых (16ЧН 26/26) — ТК38 (6ТК), двадцатицилиндровых (20ЧН 26/26) — двухступенчатый турбоагрегат 2ТНА.

Число, характеризующее типоразмер, примерно равно диаметру колеса компрессора в сантиметрах. Например, для ТК38 диаметр колеса составляет 380 мм. В зависимости от развиваемого давления

Т а б л и ц а 8

С обозначение дизеля	Дизель или дизель- генератор	Тип турбокомпрессора	Давление наддува /к· МПа	Расход воз- духа, кг/с	Площадь соплового аппарата, м² 10 ⁻⁴	Диаметр колеса ком- прессора, мм
8ЧН 26/26	3А-6Д49	ТК-23С	0,22	1,9	58—60	245
	3АЭ-6Д49	ТК-23С	0,165	1,2	64—66	245
	17ЦДГ	ТК-23С	0,22	1,9	58—60	245
12ЧН 26/26	26ДГ	ТК-35С	0,21	3	98—100	330
	1-26ДГ	ТК-35	0,30	4,25	114—116	330
	2-26ДГ	ТК-35	0,23	3,1	95—97	330
16ЧН 26/26	1-9ДГ 1А-9ДГ 3-9ДГ	6ТК (ТК-38)	0,25	4,1	148—150	380
	2-9ДГ 2А-9ДГ 2В-9ДГ	6ТК (ТК-38)	0,3	5,2	162—165	380
20ЧН 26/26	20ДГ	2ТНА (ТК-50+ТК-42)	0,35	8,2	320—325 300—305	500/420

наддува и температуры газов перед турбиной устанавливается площадь проходного сечения соплового аппарата. Тип и параметры турбокомпрессоров, применяемых на дизелях ЧН 26/26, приведены в табл. 8. Элементы турбокомпрессора, совершающие при работе вращательные движения, объединены в общем узле-роторе. Все неподвижные элементы относятся к статору.

Турбокомпрессор 6ТК. На дизелях 16ЧН 26/26 (типа 5Д49) устанавливаются турбокомпрессоры типа 6ТК (рис. 51). Турбокомпрессор расположен на кронштейне у переднего торца двигателя. В состав турбокомпрессора входят центробежный компрессор и одноступенчатая осевая газовая турбина, работающая за счет энергии выпускных газов. По конструктивной схеме турбокомпрессор выполнен с двухконсольным ротором, опирающимся на два подшипника, расположенных между рабочими колесами турбины и компрессора. Конструкция турбокомпрессора 6ТК обеспечивает: доступность проточных частей турбины и компрессора для очистки и осмотра; соосность подшипников благодаря их размещению в единой расточке среднего корпуса; разгрузку упорного подшипника благодаря противоположному направлению осевых усилий на колеса турбины и компрессора; изоляцию высокотемпературного газового потока от охлаждаемых алюминиевых корпусов статора; удобную компоновку газо-

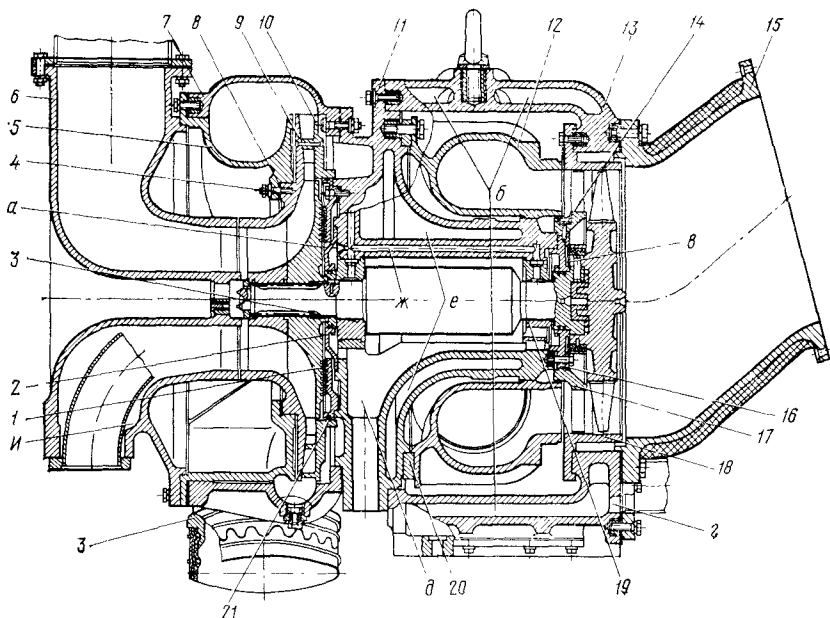


Рис. 51. Турбокомпрессор 6ТК:

1 — лабиринт; 2 — фланец; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — шпилька; 5, 9 — прокладки; 6 — патрубок входной; 7 — улитка воздушная; 8 — прокладка; 10 — диффузор; 11 — корпус средний; 12 — улитка газовая; 13 — корпус турбины; 14 — штифт; 15 — патрубок выпускной; 16 — втулка; 17 — соплной аппарат; 18 — обод; 19 — подшипник опорный; 20 — фланец; 21 — кольцо резиновое; а, б, в, г, д, е, ж, з — полости; и — каналы

выпускного тракта при установке в тепловозе глушителя шума на выпуске. Неразборная конструкция ротора исключает возможность нарушения балансировки его при сборочно-разборочных работах.

Ротор (рис. 52) состоит из трех основных элементов: рабочего колеса компрессора, вала и рабочего колеса турбины. Вал 5 ротора выполнен поковкой из легированной стали. Две опорные шейки диаметром 55 мм, упорный торец и торцовые поверхности канавок под уплотнительные кольца подвергают химической термообработке для увеличения твердости и повышения их износостойкости. Со стороны компрессора вал имеет 8 прямоугольных шлиц для посадки колеса компрессора. Со стороны турбины имеется посадочный бурт, на который напрессовывают колесо турбины. Упорный торец совместно с напрессованной на вал втулкой 14 ограничивают осевые перемещения ротора. Торец служит для восприятия осевой нагрузки, направленной в сторону всасывания воздуха колесом компрессора. При изменении направления нагрузки ротор упирается торцом втулки 14. Трущиеся поверхности втулки 14 для повышения износостойкости азотированы.

Рабочее колесо компрессора состоит из двух частей: вращающегося направляющего аппарата (ВНА) 16 и радиального колеса 3. Лопатки ВНА имеют сложный пространственный профиль, обеспечивающий малое сопротивление при обтекании их воздушным потоком. ВНА отливается из алюминиевого сплава. Колесо с радиальными лопатками фрезеруется из ковального дюралюминия. С другой стороны колеса имеются пояски для лабиринтных уплотнений и бурт для снятия металла при динамической балансировке.

Соединение ВНА и колеса компрессора с валом осуществлено с помощью восьми прямоугольных шлицев. Соосность ВНА, колеса и ротора обеспечивается за счет натяга по наружному диаметру шлицевого соединения. Для исключения разбалансировки ротора в работе необходимо при посадке колеса и ВНА выполнить следующие требования: натяг по наружному диаметру шлицевого соединения — 0,06—0,11 мм; плотное прилегание торца колеса к втулке 14, исключающее перекося колеса и деформацию вала при посадке ВНА и колеса. Отсутствие деформации вала контролируется по стабильности биения шейки до и после посадки колеса и ВНА и затяжки их упругой гайкой 2. Плотный

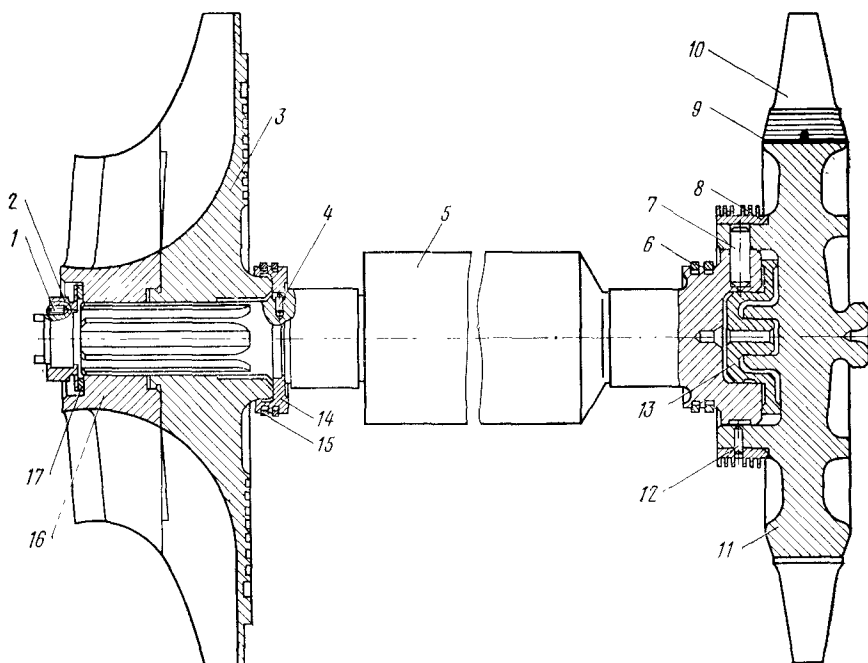


Рис. 52. Ротор турбокомпрессора 6ТК:

1 — винт; 2 — гайка упругая; 3 — колесо компрессора; 4 — штифт; 5 — вал ротора; 6, 15 — кольца уплотнительные; 7, 12 — штифты; 8 — втулка лабиринтная; 9 — опорная пластина; 10 — рабочая лопатка; 11 — диск турбины; 13 — втулка; 14 — упорная втулка; 16 — ВНА; 17 — кольцо проставочное

контакт у вершин лопаток ВНА и колеса на длине 15 мм служит для демпфирования лопаток ВНА при возбуждении колебаний в них воздушным потоком. В осевом направлении ВНА, колесо и втулка 14 сжаты упругой гайкой 2, которая стопорится фиксирующим винтом 1. Для двигателей 2А-9ДГ, 2В-9ДГ и 2-9ДГ ($N_e = 2940$ кВт) ВНА изготовлен из кованого алюминия.

Диск турбины 11, выполненный из жаропрочной аустенитной стали, посажен на вал с натягом. При работе диск нагревается до $\sim 350^\circ\text{C}$ у центра и до $\sim 500^\circ\text{C}$ у периферии. Вследствие теплового расширения в соединении диск—вал может образоваться зазор. Для обеспечения концентричного расширения диска относительно вала, а также для передачи вращающего момента в месте сопряжения диска турбины с валом установлены десять радиальных штифтов 7. Штифты запрессовываются с натягом до 0,03 мм. Положение штифтов фиксируется раскерновкой металла бурта диска. Дополнительно диск относительно вала центрируется с помощью промежуточной втулки 13, выполняющей также роль теплового экрана. На посадочный бурт диска напрессовано кольцо 8 из жаропрочной стали. На кольце имеются шесть проточек для лабиринтных уплотнений. Фиксация кольца на диске обеспечивается пятью радиальными штифтами 12. С внешней стороны диска имеется бурт Д, служащий для снятия металла при балансировке. На внешнем ободе диска выполнены 39 осевых елочных пазов, в которые заводятся рабочие лопатки 10 турбины.

Лопатка состоит из хвостовика, полки и рабочей части пера лопатки. Перо имеет переменный вдоль высоты лопатки профиль, обеспечивающий малое гидравлическое сопротивление при входе потока газов и необходимое направление его на выходе. Полка лопатки является переходным элементом между пером и хвостовиком. Хвостовик елочного профиля имеет пять пар параллельных зубьев для соединения с елочным пазом на диске турбины. Изготовлены лопатки из жаропрочного сплава. Лопатки в диске стопорят отгибными пластинами 9 и заплечиками на полках. При установке в диск лопатка должна иметь тангенциальную качку до 2 мм по периферии. В осевом направлении качка лопаток более 0,4 мм недопустима, ибо это может нарушить балансировку ротора.

Если центр тяжести рабочего колеса компрессора или турбины не совпадает с осью вращения ротора, то в работе возникнут большие центробежные силы, действующие на подшипники. Для исключения этого окончательно собранный ротор подвергают динамической балансировке. Допустимый небаланс 3 г·см на каждом рабочем колесе. В случае устранения каких-либо повреждений на лопатках компрессора или турбины, а также проведения любых работ, связанных с возможным изменением распределения масс на роторе, необходимо проводить динамическую балансировку ротора. Следует помнить, что дисбаланс в 1 г·см вызывает действие неуравновешенной силы, равной 45—50 кН,

на подшипниках турбокомпрессора. Поэтому наличие повышенного дисбаланса на роторе вызывает большие динамические усилия на подшипники и может вывести их из строя.

Ротор вращается в двух *подшипниках скольжения* (рис. 53): опорном, расположенном со стороны колеса турбины, и опорно-упорном — со стороны колеса компрессора. Масло к подшипникам подводится от масляной магистрали дизеля через систему отверстий *ж* в среднем корпусе *11* (см.

рис. 51). Оба подшипника расположены в среднем корпусе. Посадка подшипников в расточке корпуса осуществляется с натягом 0—0,035 мм. От осевого перемещения подшипники фиксируются буртами. Подшипники имеют осевой разъем, обе половины центрируются двумя призонными втулками. К нижней половине среднего корпуса подшипники крепятся болтами. Материалом подшипников является бронза ОЦС-4-4-17. На подшипниках турбокомпрессоров выпуска до 1977 г. рабочая поверхность цилиндрической формы гальванически покрывалась слоем сплава олово—свинец толщиной 0,02—0,03 мм. Оловянисто-свинцовое покрытие улучшает прирабатываемость подшипника в начальный период работы. Масло к рабочей поверхности подводится по вертикальному каналу в сегментной канавке верхней половины подшипника.

Торцовые поверхности опорно-упорного подшипника покрыты баббитом. На упорных поверхностях имеется 8 радиальных канавок, служащих для подачи масла к восьми упорным колодкам (секторам). Для образования несущего масляного клина на рабочей стороне упорного подшипника выполнены скосы в направлении вращения ротора. При установке в средний корпус соосность подшипников проверяют по фальшвалу. Прилегание упорных поверхностей подшипника и ротора должно быть не менее 75 % при проверке по краске. Для определения масляного зазора между шейкой ротора и подшипником измеряют диаметр расточки подшипника в трех плоскостях. При этом подшипник должен быть собран, установлен и обжат в среднем корпусе. Болты крепления подшипника затягивают моментом 0,03—0,035 кН·м.

На турбокомпрессорах выпуска с 1977 г. устанавливают эллиптические («лимонные») подшипники. При расточке рабочей поверхности на стыке между половинами таких подшипников устанавливают прокладку толщиной 0,2 мм. В дальнейшем про-

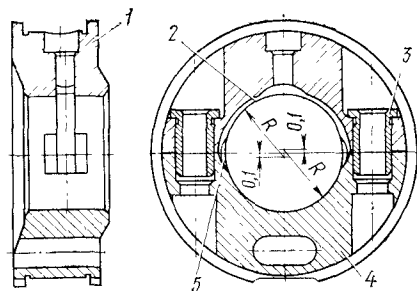


Рис. 53. Опорный подшипник с эллиптической расточкой:

1 — верхняя половина; 2 — полукольцевая канавка; 3 — центрирующая втулка; 4 — нижняя половина; 5 — холодильник

кладку снимают и центр расточки каждой половины оказывается смещенным от оси на 0,1 мм. На опорную и упорную рабочие поверхности подшипников нанесен слой прирабочного покрытия на основе дисульфита молибдена. В верхней половине подшипника (см. рис. 53) имеется полукольцевая канавка 2, по которой масло подается к двум сегментным холодильникам 5, расположенным в зоне стыков.

Эксцентричность расточки подшипника обеспечивает при любом положении вала изменение зазора между шейкой и вкладышем вдоль окружности. Благодаря этому при вращении ротора создаются два масляных клина в верхней и нижней половинах, препятствующие смещению ротора относительно центрального положения шипа в подшипнике. Диаметральный зазор между шипом и вкладышем контролируется по замеру в вертикальной плоскости, т. е. по минимальному размеру расточки. После длительной работы прирабочное покрытие может изнашиваться, однако браковочным признаком это не служит.

Детали корпуса компрессора (см. рис. 51) образуют проточную часть воздушного потока. Воздух всасывается через два канала входного патрубка 6, соединенных с фильтрами на боковых стенках тепловоза. Далее поток направляется в центральную часть патрубка и затем всасывается рабочим колесом компрессора. Во фланец патрубка входит труба отсоса газов из картера. Срез трубы расположен в зоне и повышенного разрежения, что обеспечивает создание необходимого давления в картере дизеля. Внешний контур проточной части над рабочим колесом образован проставком 9, который соединен с диффузором 10 заклепками. Пространство между лопатками диффузора и рабочего колеса называется *безлопаточным диффузором*. На выходе из рабочего колеса воздушный поток имеет высокую скорость. При перемещении воздуха вдоль безлопаточного диффузора происходит некоторое снижение скорости и увеличение давления в потоке.

На диффузоре имеется решетка лопаток. Площадь сечения каналов между лопатками от диаметра входа потока до выхода увеличивается за счет кривизны лопаток и их высоты. Благодаря этому в лопаточном диффузоре снижается скорость воздушного потока и повышается статическое давление. Из диффузора воздух поступает в напорную улитку, состоящую из деталей: улитки 7 и проставка 5. Составная конструкция воздухонапорной улитки упрощает доступ к диффузору при периодическом съеме его для очистки от нагароотложений.

Все детали корпуса компрессора выполнены отливкой из алюминиевого сплава. Проставки и входной патрубок крепят к улитке болтами, а диффузор к проставку — шпильками 4. Для предотвращения перетекания воздуха из напорной полости улитки в полость за рабочим колесом между диффузором и лабиринтом установлено с натягом резиновое кольцо 21. На стыке проставка 5 и диффузора 10 устанавливается металлическая прокладка 8,

предназначенная для регулировки зазора c между колесом компрессора и ободом 18. Зазор $c = 1,0 \div 1,2$ мм устанавливают подбором толщины или количества прокладок. Для исключения подтеков масла и просачивания воздуха фланцевые стыки корпуса уплотняют паронитовыми прокладками. При замене прокладок необходимо проверить и отрегулировать зазор c .

В процессе эксплуатации на лопатках и торцовых поверхностях диффузора оседают отложения, состоящие из продуктов смешения масла и пыли. При значительной толщине отложений (более 1 мм) уменьшается площадь сечения диффузора, что снижает к. п. д. компрессора и ухудшает экономичность дизеля, поэтому необходима систематическая очистка проточной части диффузора. Для съема диффузора предварительно отсоединяют воздухоприемные патрубки тепловоза, трубу отсоса газов и дренажную трубу системы уплотнений. Затем снимают входной патрубков и проставок в сборе с диффузором.

К корпусу турбины относятся детали статора, образующие периферийный контур проточной части турбины и отделяющие газовые полости высокого и низкого давления. Обод 18 и выпускной патрубок 15 крепят к корпусу турбины болтами. Выпускной патрубок 15 отлит из стали и покрыт теплоизоляционным слоем из асбестового полотна. Асбестовые листы закрепляют проволокой и снаружи обматывают стеклотканью. Корпус 13 — двухстенная отливка из алюминиевого сплава. Для снижения температуры металла в полости б между стенками циркулирует охлаждающая вода, которая подводится по двум патрубкам от системы охлаждения дизеля. Для входа и выхода воды в корпусе имеются отверстия. В нижней части корпуса имеются лапы, которыми турбокомпрессор крепится к кронштейну дизеля.

В отверстия корпуса вставлены жаровые трубы, через которые газы из выпускных коллекторов дизеля подводятся в двухпоточную улитку 12. Газовая улитка и жаровые трубы экранируют корпус от соприкосновения с потоком горячих газов. Благодаря этому алюминиевый корпус в значительной мере разгружен от термического воздействия. Обод 18 имеет две посадочные поверхности. При сборке он центрируется относительно корпуса по наружному бурту. В работе обод нагревается и вследствие теплового расширения по наружному бурту образуется зазор. Для исключения несоосности обода и ротора на внутреннем бурте имеется вторая посадочная поверхность, по которой при нагреве выбирается установочный зазор и обеспечивается центровка обода относительно подшипников.

Корпус средний расположен между корпусами турбины и компрессора и служит для размещения в нем подшипников и деталей системы уплотнений. Все детали среднего корпуса имеют осевой разъем, что вызвано условиями их сборки с ротором. Двухстенный алюминиевый корпус 11 состоит из верхней и нижней половин, соединенных между собой шпильками и призонными бол-

тами. Через полость *e* между стенками корпусов проходит охлаждающая вода. Охлаждение стенок позволяет снизить тепловые деформации корпуса. Вода подводится через два отверстия в нижнюю половину из корпуса турбины. На стыке половин имеются отверстия, через которые вода перетекает в верхнюю часть корпуса. Вокруг переточных отверстий выполнены кольцевые канавки, где расположены уплотнительные резиновые кольца. Отводится вода по каналу.

В среднем корпусе установлены опорно-упорный 3 и опорный 19 подшипники, втулка 16, к которой радиальными штифтами 14 крепится сопловой аппарат 17, лабиринт 1 и фланец 2. Масло подводится к подшипникам по каналам *ж*, сливается в полость *д*. Канал в корпусе служит для выпуска воздуха, прошедшего через лабиринтное уплотнение колеса компрессора. В верхней половине среднего корпуса имеется канал подачи запорного воздуха из полости за колесом компрессора к уплотнению со стороны турбины.

В полости между средним корпусом и корпусом турбины размещена экранирующая газовая улитка 12, которая направляет поток газов к лопаткам соплового аппарата. Улитка 12 состоит из двух одинаковых половин и центрируется на среднем корпусе с помощью цельного переходного фланца 20. Фланец вместе с улиткой крепится к среднему корпусу болтами.

Сопловой аппарат 17 выполняется точной отливкой из жаропрочной стали и состоит из двух половин или четырех секторов. Профильные лопатки отлиты вместе с внутренним ободом. Обод прикреплен к втулке 16 штифтами 14.

Система уплотнений служит для предотвращения попадания масла в газовые и воздушные полости, а также для уменьшения утечек газа и воздуха в масляную полость подшипников, соединенную с картером двигателя. Одновременно система уплотнений обеспечивает снижение осевых усилий, действующих на уплотнительные кольца и упорный подшипник, за счет уменьшения перепадов давлений между различными полостями. Утечки воздуха из напорной полости за колесом компрессора в полость *E* ограничиваются лабиринтом 1, на котором имеется восемь гребешков, образующих с выступами на тыльной стороне колеса компрессора лабиринтное уплотнение. Уменьшение расхода воздуха достигается за счет дросселирования в зазоре между лабиринтом и колесом.

Втулка 2 (см. рис. 51) совместно с пружинными кольцами 15 (см. рис. 52) на роторе образует уплотнение. Плотное прилегание пружинных колец к втулке и небольшое избыточное давление препятствуют перетечкам масла из зоны слива подшипников в полость *a* (см. рис. 51). Повышение давления в полости *a* ограничивает утечки масла через кольца и расход воздуха через лабиринт. Однако при этом могут увеличиться усилия прижатия упругих колец к канавкам в роторе, что вызовет повышенный износ

канавок и колец. Для поддержания давления на допустимом уровне из полости *a* отсасывается воздух через канал и трубу, соединенную со всасывающей полостью корпуса компрессора.

Просачиванию выпускных газов со стороны турбины в масляную полость препятствует контактное уплотнение, образованное втулкой *16* и пружинными кольцами на роторе, а также лабиринтное уплотнение, образованное гребешками на посадочном кольце ротора и соответствующей поверхностью втулки *16*. Между лабиринтным и контактным уплотнениями имеется полость *И*, в которую по каналу в среднем корпусе подается воздух под давлением из полости за колесом компрессора. Некоторое избыточное давление в полости предотвращает прохождение масла через пружинные кольца. В процессе эксплуатации в лабиринтных уплотнениях накапливаются сажистые отложения. При разборке турбокомпрессора необходимо тщательно очищать лабиринты и каналы подвода запорного воздуха от отложений.

Турбокомпрессоры ТК-23 и ТК-35. На дизелях 3А-6Д49 и 26ДГ применяются турбокомпрессоры соответственно ТК-23 и ТК-35. Конструкции турбокомпрессоров ТК-23 и ТК-35 аналогичны. Отличительной особенностью конструктивной схемы этих турбокомпрессоров является расположение опор по концам ротора, а рабочих колес компрессора и турбины — в средней части (рис. 54).

Основные детали статора — газоприемный корпус *13*, выпускной корпус *10* и корпус компрессора *1*. Корпуса соединены между собой круглыми фланцами, соосность их обеспечивается центровкой по посадочным буртам. Газоприемный и выпускной корпуса представляют собой двухстенные отливки из чугуна. В водяной рубашке этих корпусов циркулирует охлаждающая вода. В газоприемном корпусе имеются два отверстия для подвода газа. К фланцам выпускного корпуса прикреплен кронштейн для установки турбокомпрессора на двигателе.

В расточках корпусов компрессора и газоприемника расположены подшипники. Полости подшипников закрыты крышками. Между колесами турбины и компрессора расположен разъемный теплоизоляционный кожух *6* для изоляции колеса компрессора и вала ротора от воздействия горячих газов. Теплоизоляционный кожух состоит из кожуха ротора *18* и экрана *17*, соединяемых болтами с лабиринтом *20* колеса, который крепится к выпускному корпусу восемью винтами. Полости разъемов всех элементов кожуха смещены относительно друг друга на 90°, что обеспечивает последовательную связь всех звеньев. Ротор сварной конструкции. Диск турбины из жаропрочной стали приварен к двум пустотелым полувалам, выполняемым из углеродистой стали. Шейки ротора, которыми он опирается на подшипники, закалены. На диске турбины выполнены осевые елочные пазы, в которых крепятся рабочие лопатки *9*. Лопатки в осевом направлении фиксируются замочными пластинами.

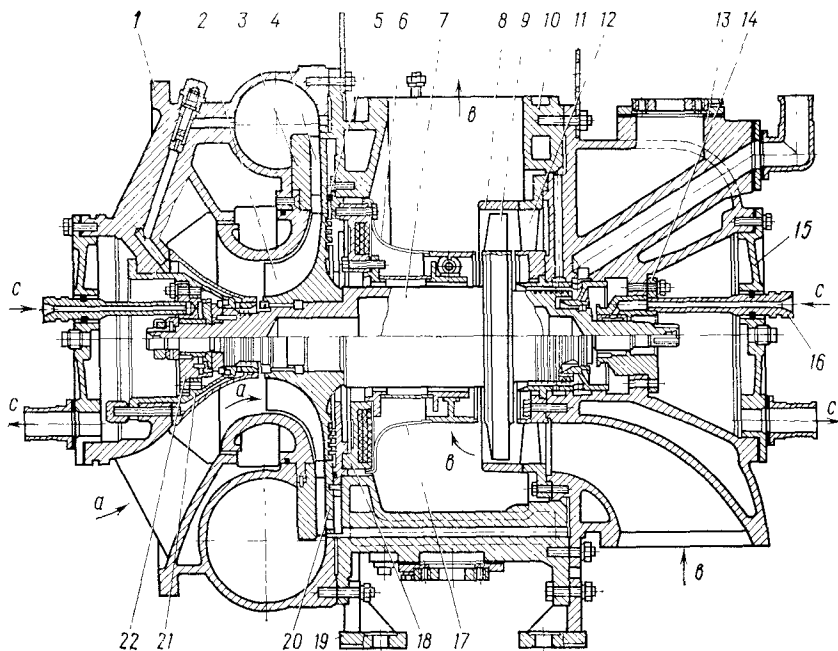


Рис. 54. Турбокомпрессор ТК-23:

1 — корпус компрессора; 2 — рабочее колесо компрессора; 3 — вставка; 4 — диффузор; 5 — упругое кольцо; 6 — теплоизоляционный кожух; 7 — ротор; 8 — кожух сопловой аппаратуры; 9 — рабочие лопатки турбины; 10 — выпускной корпус; 11 — проушина; 12 — сопловой аппарат; 13 — газоприемный корпус; 14 — опорный подшипник со стороны турбины; 15 — крышка подшипника; 16 — штуцер; 17 — экран; 18 — кожух ротора; 19 — крошитель; 20 — лабиринт; 21 — компенсатор; 22 — опорно-упорный подшипник со стороны компрессора; а — воздух; б — газы; с — масло

Колесо компрессора 2 из алюминиевого сплава напрессовано на вал и соединено с ним с помощью шлицев. Для турбокомпрессоров ТК-35 с высоким давлением наддува ($p_k \geq 0,25$ МПа) колеса выполняют из двух частей: вращающегося направляющего аппарата (ВНА) и колеса с радиальными лопатками. С тыльной стороны колеса имеются гребешки, служащие для уплотнения. На вал со стороны компрессора насажена пята с закаленной рабочей поверхностью, через которую осевые усилия, действующие на ротор, передаются на упорный подшипник. На конце вала установлена шайба, ограничивающая осевую люфт ротора. Во избежание проворота пяты и шайбы между ними и валом ротора установлены фиксирующие штифты.

Чтобы не допустить больших динамических усилий на подшипники, ротор в собранном состоянии проходит динамическую балансировку. При обнаружении прогиба или каких-либо повреждений, нарушающих уравновешенность ротора, необходимо провести динамическую балансировку до требуемой точности 3 г·см.

Сопловой аппарат собран из отдельных секторов, полученных точным литьем из жаростойкой стали. Внутренним кольцом сопловой аппарат прикреплен к газоприемному корпусу. Снаружи сопловой венец охвачен чугунным кожухом, образующим внешний профиль проточной части. Между выпускным корпусом и улиткой компрессора установлен лопаточный диффузор. В решетке лопаток диффузора за счет снижения скорости потока растет давление воздуха. Диффузор зажат между вставкой 3 и упругим кольцом 5 и зафиксирован штифтом.

Ротор турбокомпрессора вращается в двух подшипниках

скольжения, расположенных в расточках корпусов компрессора и газоприемника. Подшипник, расположенный со стороны компрессора, является опорно-упорным, т. е. имеет поверхность, воспринимающую осевые усилия. Опорный подшипник представляет собой стальной корпус 1 с фланцем для крепления, в который вставлена опорная втулка, изготовляемая из высокооловянистой бронзы. Втулка запрессована в корпус и стопорится в нем от проворота винтом. В расточке втулки имеется замкнутая канавка для раздачи масла по окружности. Во втулке опорно-упорного подшипника выполнена сквозная канавка для улучшения питания маслом упорных поверхностей.

Для повышения несущей способности применен опорно-упорный подшипник с упругой опорой (рис. 55). Плоский подпятник 3 из высокооловянистой бронзы имеет упругую опору, состоящую из набора металлических пластин 2 и слоя масла между ними, нагнетаемого при работе дизеля. Податливость опоры обеспечивает компенсацию влияния перекосов вала при работе и монтаже. При монтаже подшипника необходимо убедиться в том, что сливные каналы на фланце расположились в нижней части.

Уплотнения разделяют между собой масляные и газовые полости, соприкасающиеся с вращающимся ротором. Уплотнения со стороны компрессора препятствуют уносу масла из полости подшипника в компрессор. Оно состоит из двух упругих колец и лабиринтов, в камеру между которыми подается воздух. Лабиринтное уплотнение образовано завальцованными в вал гребешками и втулкой, установленной в корпус компрессора. Воздух для лабиринтного уплотнения отбирается из улитки компрессора

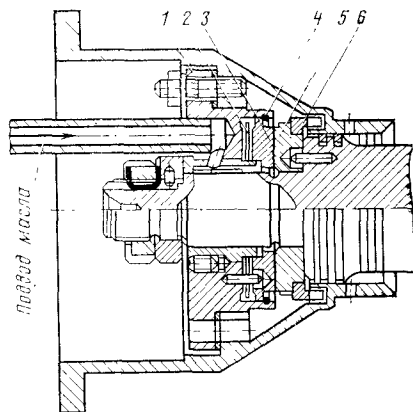


Рис. 55. Опорно-упорный подшипник турбокомпрессора ТК-23:

1 — корпус подшипника; 2 — набор пластин; 3 — подпятник; 4 — стопорное кольцо; 5 — пята; 6 — импеллер

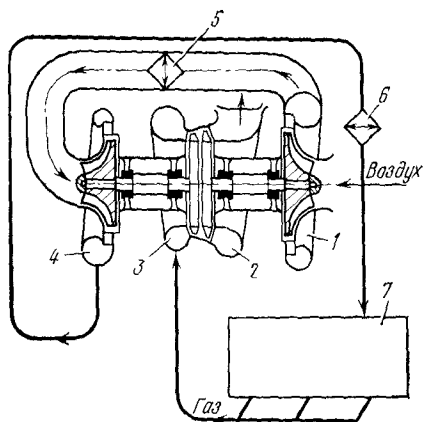


Рис. 56. Схема двухступенчатой системы турбонаддува дизель-генератора 20ДГ:

1 — компрессор низкого давления; 2 — турбина низкого давления; 3 — турбина высокого давления; 4 — компрессор высокого давления; 5 — промежуточный охладитель воздуха; 6 — охладитель второй ступени; 7 — дизель

и по каналам в корпусе и втулке подводится в камеру. Уплотнение со стороны турбины не допускает прорыва газов из зазора между сопловым аппаратом и рабочим колесом в полость подшипника, а также препятствует утечке масла из сливной полости подшипника в обратном направлении. Это уплотнение состоит из лабиринтов и упругих колец. Лабиринты разбиты на две группы, между которыми имеется полость, куда подводится сжатый воздух из улитки компрессора. Воздух повышает давление в этой полости, вследствие чего препятствует проходу газов. Растекание воздуха вдоль вала способствует охлаждению ротора.

Система воздухоснабжения дизель-генератора 20ДГ.

Двигатель 20ЧН 26/26 имеет высокую степень форсирования на номинальном режиме ($p_e = 1,78$ МПа при мощности $N_e = 4400$ кВт). Для этих условий необходимо повышение давления наддува до 0,350 МПа. При таком давлении эффективность одноступенчатого турбокомпрессора и его надежность в условиях эксплуатации резко снижаются вследствие роста частоты вращения ротора и скоростей газовых потоков. Для улучшения экономичности и надежности на дизеле 20ЧН 26/26 применена двухступенчатая система турбонаддува, схема которой представлена на рис. 56.

Основу системы составляют два последовательно работающих турбокомпрессора: низкого и высокого давления. Воздух всасывается компрессором низкого давления (КНД), сжимается там до 0,2—0,24 МПа (и нагревается до температуры 100—140 °С) и подается в промежуточный охладитель 5. После охлаждения до температуры 50—60 °С воздух поступает в компрессор 4 высокого давления (КВД), где сжимается до 0,34—0,35 МПа. Затем воздух охлаждается в охладителе 6 второй ступени и оттуда поступает в наддувочный ресивер дизеля 7. Газы, выходящие из дизеля, поступают в турбину 3 высокого давления (ТВД), которая приводит во вращение вал компрессора высокого давления, а затем в турбину 2 низкого давления (ТНД), вращающую компрессор низкого давления.

Конструктивно оба турбокомпрессора скомпонованы в одном агрегате (рис. 57). Каждый турбокомпрессор выполнен по двух-

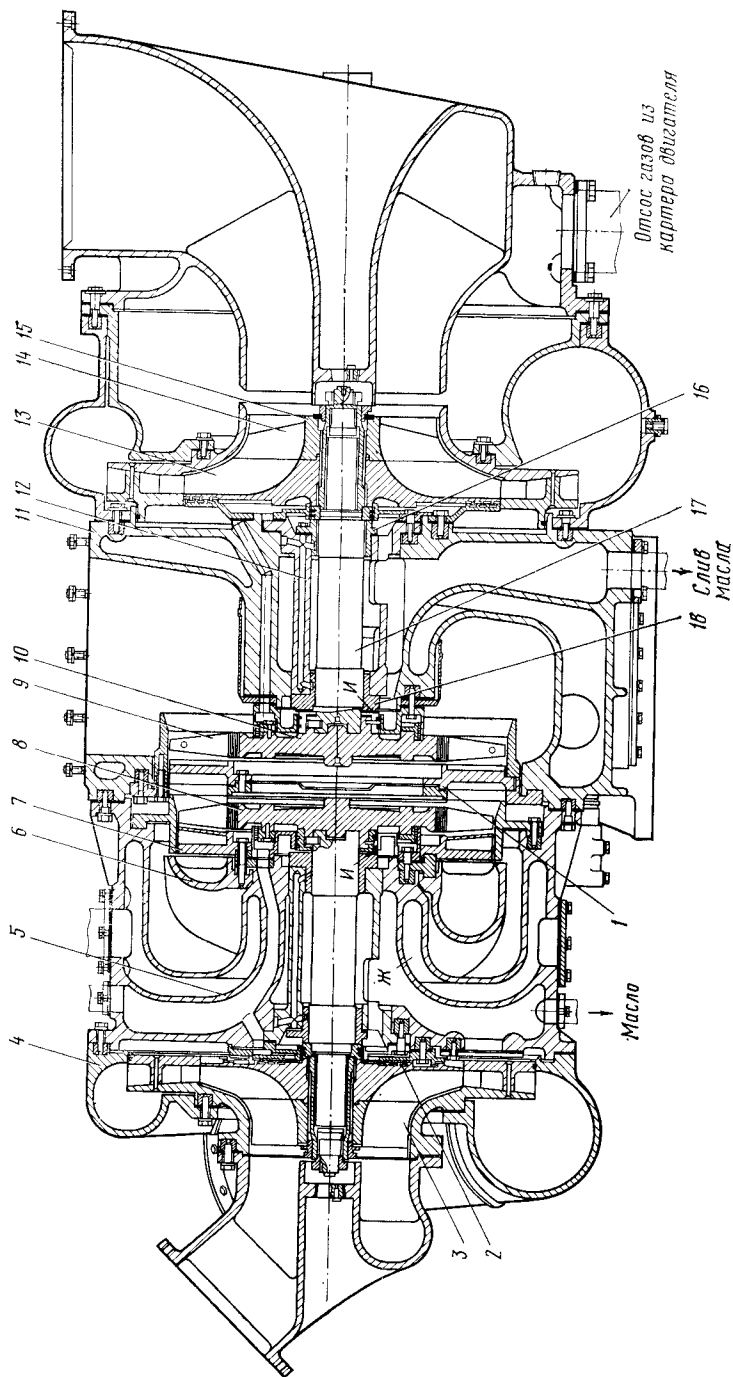


Рис. 57. Двухступенчатый турбоагрегат 2ГНА:

1 — сопловой аппарат ТНД; 2 — колесо КВД; 3 — ВНА КВД; 4 — корпус компрессора высокого давления; 5 — корпус турбины ВД; 6 — газовая улитка; 7 — соплочный аппарат ТВД; 8 — диск турбины ТВД; 9 — рабочие лопатки ТНД; 10 — диск турбины ТНД; 11 — корпус выпускной ТНД; 12 — стакан подшипников; 13 — колесо КНД; 14 — ВНА КНД; 15 — переходная втулка; 16 — опорный подшипник; 17 — вал ротора; 18 — упорный подшипник

консольной схеме, что позволило максимально сблизить между собой рабочие колеса турбин высокого и низкого давления и сократить длину агрегата. Единая прочная часть обеих турбин исключает необходимость применения выпускного корпуса в турбине высокого давления и газовойпускного в турбине низкого давления. Это упрощает конструкцию и повышает к. п. д. турбины. Валы роторов, несущих колеса компрессоров и турбин, опираются на подшипники скольжения. Колеса компрессоров, состоящие из ВНА 3 и 14 и колеса 2 и 13, насажены на шлицевую переходную втулку 15 с натягом. Места посадки втулки на вал вынесены вдоль оси от места посадки колеса. Благодаря этому деформации втулки в местах посадки колеса не изменяют центровки относительно вала. При разборке турбокомпрессора колесо вместе с переходной втулкой предварительно снимается с ротора. Диски турбины 8 и 10 соединены с валами радиальными штифтами. Лопатки крепятся к диску с помощью елочного хвостовика.

На роторе низкого давления рабочие лопатки 9 объединены в пакеты, соединенные бандажной проволокой. Бандажная проволока способствует демпфированию рабочих лопаток при вибрациях и снижает уровень динамических напряжений в металле лопаток. Подшипники скольжения 16 и 18 изготовлены из бронзы ОЦС 4-4-17, рабочие поверхности их имеют приработочные покрытия. Подшипники установлены в чугунном стакане 12, где выполнены каналы подачи и слива масла.

Корпуса турбин 5 и 11 турбоагрегата выполнены двухстенными из алюминиевого сплава. Внутри между наружной и внутренней стенками циркулирует охлаждающая вода. Газ подводится к сопловому аппарату 7 турбины высокого давления через газовую улитку 6. Для уменьшения передачи тепла от газов в охлаждающую воду между газовой улиткой и корпусом имеется зазор, в котором газовая прослойка создает большее термическое сопротивление. Газовая улитка, выполняемая отливкой из жаростойкой стали, прикреплена к корпусу турбины через переходной фланец. К тому же переходному фланцу присоединен сопловой аппарат ТВД, состоящий из одиннадцати секторов. Каждый сектор, включающий три лопатки, выполнен прецессионной отливкой из жаростойкой стали.

Сопловой аппарат 1 турбины низкого давления также состоит из одиннадцати секторов, которые с помощью платиков закреплены в наружном ободе, состоящем из двух стянутых колец. По внутреннему диаметру секторы соединены с помощью диафрагмы, разделяющей полости между двумя рабочими колесами турбины. Системы уплотнений обоих турбокомпрессоров комбинированного типа. Масляные полости уплотнены контактными кольцами, а газовые и воздушные полости — лабиринтами. В несущих корпусах имеются каналы для подачи запорного воздуха и дренажа газа и воздуха из полостей с пониженным давлением. Система уплотнений турбокомпрессора низкого давления обеспечивает

также уменьшение осевого усилия на ротор за счет снижения давления с тыльной стороны колеса компрессора.

Турбоагрегат прикреплен к двигателю с помощью лап, выполненных на выпускном корпусе.

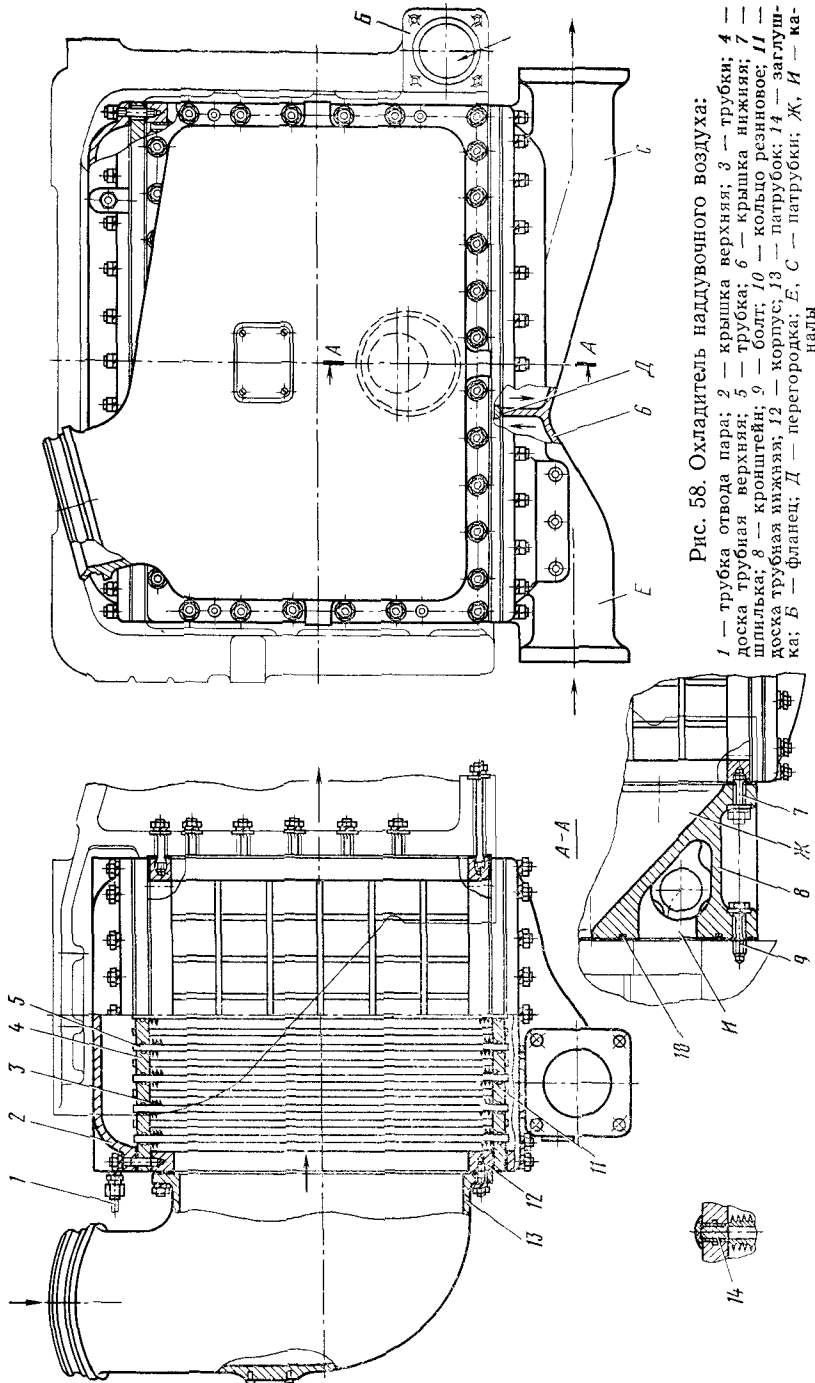
3. Охладитель наддувочного воздуха

Для повышения плотности и тем самым улучшения наполнения цилиндров воздух после выхода из компрессора охлаждается в теплообменном аппарате, который называется *охладителем наддувочного воздуха*. На дизелях 8ЧН 26/26, 12ЧН 26/26 и 16ЧН 26/26 применяются водовоздушные трубчатые охладители рекуперативного типа. Воздух охлаждается водой холодного контура водяной системы дизеля. Охладитель (рис. 58) установлен на кронштейне 8 и крепится к нему шпильками 7. Кронштейн прикреплен к блоку цилиндров болтами 9. Сварной корпус 12 охладителя наддувочного воздуха с патрубком 13 закрыт верхней 2 и нижней 6 крышками. Внутри корпуса расположена охлаждающая секция, состоящая из верхней 4 и нижней 11 трубных досок. В каждой из трубных досок имеются отверстия, в которых закреплены оребренные медные трубки 5. Охлаждающая вода циркулирует внутри трубок. В межтрубном пространстве проходит охлаждаемый воздух.

По водяному тракту охладитель выполнен двухпоточным. Вода поступает в патрубок *Е* нижней крышки, перегородка *Д* которой делит водяную полость секции охладителя пополам. Пройдя по трубкам одной половины секции, вода выходит в патрубок, образованный крышкой 2, а затем поворачивает на 180° и через вторую половину секции выходит в патрубок *С*. Разделение водяной полости на две половины способствует увеличению скорости потока и, следовательно, росту коэффициента теплопередачи. К верхней крышке 2 подходит трубка 1, через которую отводятся пары из водяной полости. Наддувочный воздух поступает к охладителю по патрубку 13 и затем проходит межтрубное пространство в направлении, перпендикулярном движению воды. Таким образом, охладитель представляет собой рекуперативный теплообменный аппарат с перекрестным током. Из межтрубного пространства воздух поступает в канал *Ж* кронштейна, откуда проходит в ресивер блока дизеля. Стык кронштейна с блоком уплотнен резиновым кольцом 10.

На дизелях 26ДГ и 1А-9ДГ применены одинаковые охладители наддувочного воздуха. Отличаются они только конструкцией патрубка, соединяющего воздушную улитку компрессора с корпусом охладителя.

На двигателях 3А-6Д49 и других модификациях 8ЧН 26/26 применен охладитель, аналогичный по конструкции, но имеющий меньшие размеры и поверхность теплообмена. Двигатели 3АЭ-6Д49 охладителя воздуха не имеют.



Воздух в системе воздухообеспечения двигателя 20ДГ охлаждается в воздуховоздушных охладителях, входящих в централизованную воздушную систему тепловоза ТЭП75.

4. Выпускные коллекторы

Газы, отработавшие в цилиндрах дизеля, отводятся к турбине через выпускные коллекторы, расположенные на каждом ряду цилиндров с внешней стороны двигателя. У различных дизелей ЧН 26/26 тип применяемой выпускной системы зависит от числа цилиндров в ряду. Для модификаций дизелей 8ЧН 26/26, 16ЧН 26/26 и 20ЧН 26/26 выпуск газа осуществлен из всех цилиндров каждого ряда в один коллектор. Благодаря значительному объему выпускного трубопровода и большому числу объединяемых цилиндров (четыре и более) импульсы давления газов в коллекторе уменьшаются, так что параметры газа на входе в турбину мало изменяются во времени. Такая система называется *изобарной*.

Конструктивно изобарная система проще импульсной. При высоких давлениях наддува выравнивание параметров газа во времени обеспечивает повышение к. п. д. турбины и за счет этого улучшение экономичности дизеля. Кроме того, уменьшаются динамические нагрузки на рабочие лопатки турбины, что повышает ее надежность.

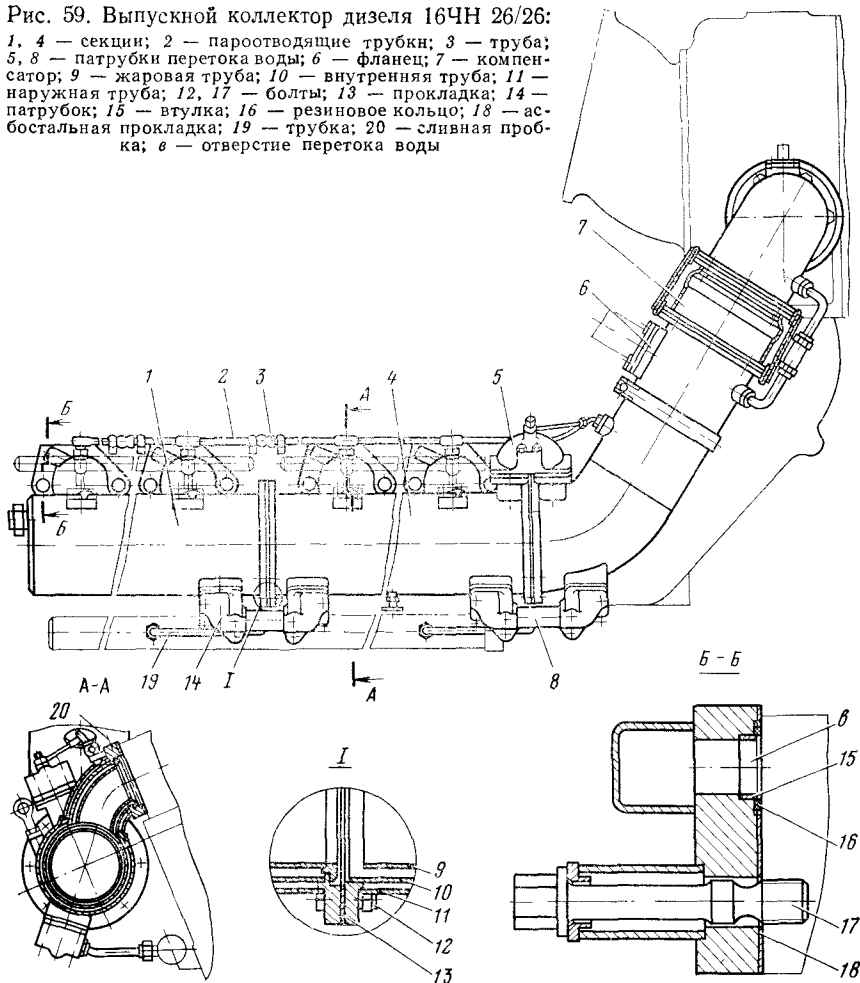
На дизелях 12ЧН 26/26 применена комбинированная система газовыпуска: в один трубопровод выпускаются газы из трех цилиндров, чередование всплесков в которых происходит через 240° угла поворота коленчатого вала. Перед турбиной выпуск из двух коллекторов каждого ряда объединяется в преобразователе импульсов, где происходит выравнивание параметров газа.

По условиям работы к коллектору предъявляются следующие требования: возможно меньший уровень гидравлических потерь при перемещении газа от цилиндров к турбине; сохранение высокой температуры газа (предотвращение тепловых потерь) перед поступлением в турбину; надежность в работе при значительных изменениях температур и давлений газа на различных режимах; низкий уровень температур на внешней поверхности, исключающий возможность загорания при случайном попадании самовоспламеняющихся жидкостей; возможно меньшее количество газоплотных стыков, простота сборки и разборки. Все эти требования были реализованы в конструкции коллекторов двигателей типа Д49.

Коллекторы дизеля 16ЧН 26/26 (рис. 59) установлены на каждом ряду цилиндров. Коллектор состоит из двух секций 1 и 4, соединенных фланцевым соединением болтами 12. Каждая секция сообщается с выпускными каналами от четырех цилиндров (А—А). Между фланцами секций установлена прокладка 13 из асбостального полотна, которая обеспечивает газоплотность стыка. Секция представляет собой трехстенную трубчатую конструкцию.

Рис. 59. Выпускной коллектор дизеля 16ЧН 26/26:

1, 4 — секции; 2 — паропроводящие трубки; 3 — труба; 5, 8 — патрубки перетока воды; 6 — фланец; 7 — компенсатор; 9 — жаровая труба; 10 — внутренняя труба; 11 — наружная труба; 12, 17 — болты; 13 — прокладка; 14 — патрубок; 15 — втулка; 16 — резиновое кольцо; 18 — асбестовая прокладка; 19 — трубка; 20 — сливная пробка; 6 — отверстие перетока воды



Внутренняя труба 9 выполнена из жаростойкой стали для предотвращения окисления при высоких температурах. Эта труба за счет зазоров разгружена от действия повышенного давления и играет роль теплового экрана. С одного торца к трубе приварено кольцо, которое зафиксировано буртом в осевом направлении. Второй конец трубы свободен. При нагреве труба расширяется в сторону свободного конца, где имеется соответствующий зазор.

Трубы 10 и 11, выполненные из листовой стали, приварены к фланцам. В кольцевом пространстве между трубами, ограниченном по торцам приваренными фланцами, циркулирует охлаждающая вода. Таким образом, внутренняя труба, являясь тепловым экраном, значительно снижает отвод тепла в воду. Циркуляция

воды между трубами 10 и 11 обеспечивает допустимый по условиям пожаробезопасности уровень температур на поверхности коллектора. Благодаря свободному расширению внутренней трубы и низкой температуре наружных труб отпадает необходимость в установке компенсатора между секциями. Аналогично устроены патрубки подвода газа к турбокомпрессору.

Вода для охлаждения коллектора поступает из крышек цилиндров по отверстиям в во фланцах коллектора. Место перетока воды уплотнено с помощью резиновых колец 16, зафиксированных в отверстиях фланцев втулками 15. Во фланцах имеются отверстия с резьбой для установки термонар. Эти отверстия закрыты пробками 20.

Коллектор прикреплен к фланцам крышек цилиндров болтами 17. Для обеспечения газоплотности на стыке выпускного коллектора и крышек цилиндров установлены асбостальные прокладки 18. Газы и пары из водяной полости патрубков каждого цилиндра отводятся через трубки 2. Вода, охлаждающая коллектор, перетекает из одной секции в другую по патрубку 14, а переток воды в газовыпускные трубы — по патрубкам 8 и 5. Воду из коллектора можно слить через фланец 6 в верхней части газовыпускных труб. Внизу на секции 4 имеется сливная пробка 21 для контроля газовой полости.

На газовыпускных трубах установлены компенсаторы 7. Основное назначение компенсаторов — облегчение монтажа труб на двигателе и компенсация возможных тепловых деформаций. Компенсатор (рис. 60) состоит из фланцев 1 и 4, соединенных гофрированным элементом 3. Фланцы центрируют по внутренней трубе 5. Снаружи к фланцу 4 приварен кожух 2, служащий для экранировки компенсатора. Компенсаторы и неохлаждаемые фланцы патрубка у турбокомпрессора покрыты изоляцией из асбестовой ткани.

Аналогично устроены коллекторы двигателей 8ЧН 26/26 и 20ЧН 26/26, отличаются они лишь диаметром труб и количеством присоединенных выпускных каналов от цилиндров дизеля. Выпускной коллектор дизелей 12ЧН 26/26 (рис. 61) имеет по два газовых трубопровода с каждой стороны двигателя. Между коллекторами и турбиной установлен преобразователь импульсов. В верхние трубопроводы каждого ряда поступают газы из 2, 3, 6-го цилиндров, в нижние — из 1, 4, 5-го цилиндров.

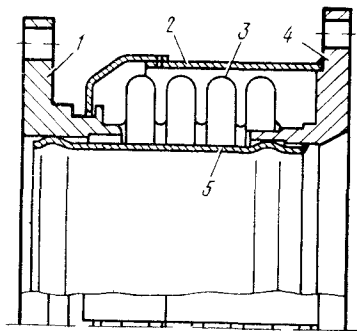


Рис. 60 Компенсатор выпускного коллектора двигателя 16ЧН 26/26:
1, 4 — фланцы; 2 — кожух, 3 — гофрированный элемент, 5 — труба

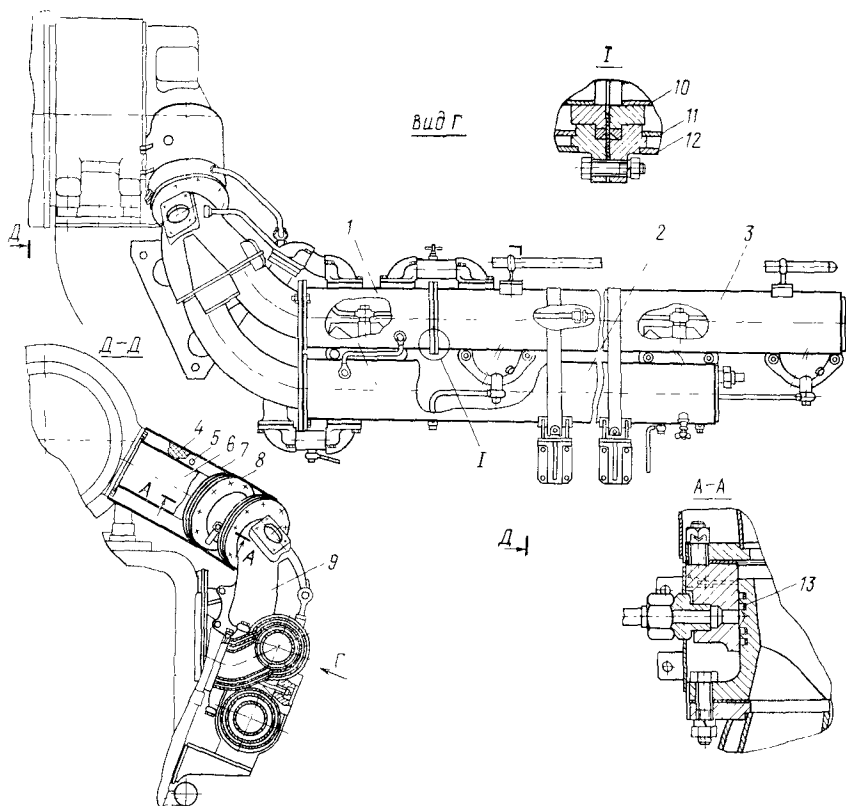


Рис. 61. Выпускной коллектор дизеля 12ЧН 26/26:

1 — секция верхнего коллектора; 2 — нижний коллектор; 3 — верхний коллектор; 4 — теплоизоляция; 5 — диффузор; 6, 7 — экраны; 8 — компенсатор (камера смещения) 9 — двухстенный патрубок; 10 — труба экранирующая; 11 — труба внутренняя; 12 — труба наружная; 13 — кольцо компенсатора

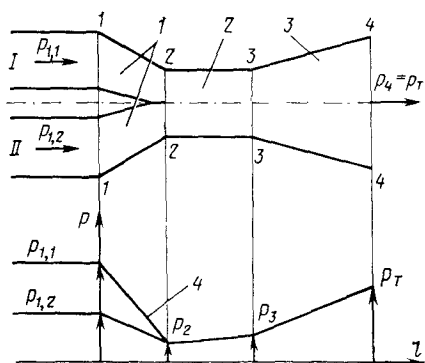


Рис. 62. Схема преобразователя импульсов:

1 — сужающиеся патрубki-сопла; 2 — камера смещения; 3 — диффузор; 4 — мгновенное изменение давления по сечениям преобразователя

Преобразователь импульсов состоит из двух двухстенных патрубков 9, имеющих выход в общую камеру смешения, образованную компенсатором 8. Площадь сечения на выходе из патрубков 9 уменьшена. За камерой смешения установлен диффузор 5, покрытый слоем теплоизоляции 4. Экраны 6 и 7 защищают не охлаждаемые поверхности патрубков.

Принцип работы преобразователя импульсов иллюстрируется схемой на рис. 62. Импульс давления возникает поочередно то в одном коллекторе, то в другом. Пусть в какой-то момент времени давление в коллекторе *I* больше, чем во *II*: $p_{11} > p_{12}$. При расширении газа в сопле *1* коллектора (активное сопло) скорость в сечении 2—2 резко возрастает, а давление падает, так что p_2 оказывается меньше, чем давление в коллекторе *II*: $p_2 < p_{1,2}$. Происходит подсос газа из коллектора *II* в сечении 2—2 до сечения 3—3, высокоскоростной поток из коллектора *I* отдает энергию подсасываемому потоку; за счет обмена энергией и выравнивания скоростей обоих потоков давление в камере смешения несколько возрастает. В диффузоре происходит дальнейшее падение скорости и рост давления потока. Когда импульс давления возникает во втором трубопроводе, роль активного сопла играет его суживающийся патрубок, а газ подсасывается из коллектора *I*. Таким образом, цилиндры дизеля работают в режиме импульсного газорывпуска, а перед турбиной давление сохраняется примерно постоянным.

ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА

1. Основные требования и схема

Необходимые технико-экономические и эксплуатационные показатели дизелей можно получить, если топливная аппаратура обеспечивает: подачу за рабочий цикл в каждый цилиндр заданного в соответствии с нагрузкой дизеля количества топлива; начало подачи топлива в определенный момент по установленному значению угла опережения подачи топлива до ВМТ; подачу топлива по заданному закону; достаточное распыливание топлива и равномерное распределение его в камере сгорания; сохранение вышеперечисленных характеристик в течение времени, определенного руководством по эксплуатации дизелей, при условии качественного обслуживания топливной системы; возможность восстановления указанных характеристик при плановых ремонтах. На дизелях типа Д49 применяются две аналогичные схемы топливных систем. Дизели 8ЧН 26/26 типов ЗА-6Д49, ЗАЭ-6Д49 имеют насос, установленный на дизель, и прокачивающий насос с электроприводом в системе тепловоза. На дизель-генераторах 1А-9ДГ, 2А-9ДГ и 2В-9ДГ насос устанавливается с 1978 г. Система отличается тем, что фильтры тонкой очистки топлива расположены непосредственно на дизеле, что позволяет устранить загрязнение топлива при монтаже дизеля на тепловозе.

Топливная система (рис. 63) ряда дизелей Д49 состоит из фильтров грубой и тонкой очистки, топливопровода, расположенного на дизеле, и перепускного клапана. До и после фильтра тонкой очистки, для определения давления топлива на входе в дизель и засоренности фильтра по перепаду давлений установлены манометры 2. Топливо из бака тепловоза через фильтр грубой очистки засасывается насосом подачи топлива и через фильтр тонкой очистки подается по трубе 3 к насосам высокого давления правого и левого рядов дизеля. Избыток топлива через перепускной клапан 7 и топливоподогреватель отводится в бак тепловоза. Топливо, просочившееся из полости высокого давления форсунок, по трубе 9 также сливается в топливный бак тепловоза. На всех дизелях типа Д49 установлены одинаковые индивидуальные для каждого цилиндра топливные насосы высокого давления с механически приводимым плунжером-золотником и форсунки закрытого типа с гидравлическим управлением движения иглы.

Топливоподкачивающий насос. На дизелях Д49 применяются две разновидности топливоподкачивающих насосов: насос шестеренного типа с приводом от электродвигателя, смонтированного совместно с насосом на общей плите, установленной вне дизеля, а также насос, установленный на дизель с приводом от коленчатого вала. По характеру работы насосы отличаются тем, что насосы с приводом от электродвигателя имеют постоянную независимо от дизеля частоту вращения приводного вала и подачу, в то время как насос, установленный на дизеле, имеет частоту вращения ведущего вала, изменяющуюся соответственно частоте вращения коленчатого вала дизеля. Это позволяет при насосе независимого привода создавать наибольшие давление и циркуляцию топлива через насосы высокого давления на режимах холостого хода и наименьшие на режиме полной мощности. Насосы с приводом от дизеля обеспечивают обратную картину. Кроме того, насосы с приводом от дизеля вследствие конструктивных особенностей позволяют иметь давление в системе до 0,6 МПа, а с независимым приводом не более 0,25—0,3 МПа.

Насос шестеренного типа (рис. 64) с приводом от дизеля установлен на торце корпуса привода насосов и приводится во вращение через промежуточный шлицевый валик 6, втулку и штифт, позволяющие за счет зазоров в шлицевых соединениях компенсировать несоосность ведущего валика насоса и шестерни привода. Корпус 1 насоса соединен с кронштейном 2 шпильками и зафиксирован двумя штифтами 3. Ведущая шестерня 9 и зубчатое колесо 10 вращаются в текстолитовых втулках 8, запрессованных в корпус и кронштейн насоса. Втулки 8 установлены в корпусе и кронштейне на эпоксидной смоле и обеспечивают совпадение разгрузочных канавок. Подшипники шестерен смазываются топливом, проходящим по зазорам из полости нагнетания насоса. В корпусе насоса с обеих сторон выполнены цилиндрические расточки и конические поверхности для установки перепускного клапана в нагнетательной полости. В зависимости от направления враще-

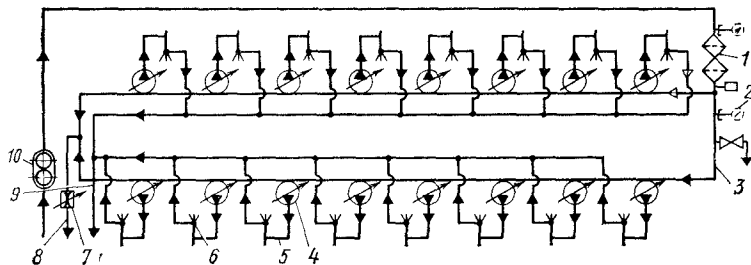


Рис. 63. Топливная система дизеля 164Н 26/26:

1 — фильтр тонкой очистки топлива; 2 — манометр; 3 — труба подвода топлива; 4 — насос высокого давления; 5 — топливopровод высокого давления; 6 — форсунка; 7 — перепускной клапан; 8 — труба слива избытка топлива с дизеля; 9 — труба слива топлива из форсунок; 10 — топливоподкачивающий насос

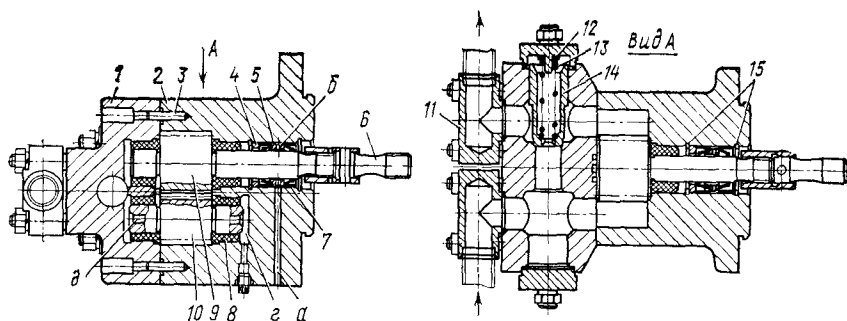


Рис. 64. Топливоподкачивающий насос

ния ведущей шестерни насоса положение перепускного клапана в корпусе изменяется. На рис. 64 положение клапана соответствует вращению ведущего валика против часовой стрелки. Клапан 14 дифференциального типа прижимается конусной поверхностью к аналогичной поверхности, выполненной в корпусе, пружиной 13. Затяжка пружины регулируется изменением высоты кольца 12.

В кронштейне насоса размещено сальниковое уплотнение, состоящее из манжет 7 и проставочных колец 4, 5. Уплотнение зажато между стопорными кольцами 15. Для контроля за уплотнением в проставочном кольце 5 имеется отверстие б с проточкой на наружной поверхности, соединенных с каналом а в кронштейне. Из канала а вытекает топливо при нарушении уплотнения левой манжетой и масло — правой манжетой. Топливо, просочившееся через зазоры между цапфой шестерни и втулкой, отводится во всасывающую полость по каналам г в кронштейне и д в зубчатом колесе 10.

При работе насоса топливо, подведенное во всасывающую полость, захватывается вращающимися шестернями и переносится в нагнетательную полость, откуда направляется в нагнетательную магистраль дизеля. Топливо из впадины шестерни протекает через разгрузочные канавки во всасывающую полость насоса. При давлении топлива в нагнетательной полости насоса выше 0,6—0,05 МПа клапан 14 сжимает пружину 13 и перепускает избыток топлива во всасывающую полость насоса.

2. Топливный насос высокого давления

На дизелях типа Д49 установлены односекционные с фланцевым креплением насосы с плунжерами золотникового типа, обеспечивающие регулирование количества топлива одновременным изменением начала и конца подачи. Этот, так называемый, *смешанный тип регулирования* обеспечивает за счет правильного

выбора закона изменения опережения начала подачи топлива наибольшую топливную экономичность дизелей при их работе по тепловозной характеристике. Насосы устанавливают под углом $10^{\circ} 30'$ к горизонтальной плоскости распределительного вала в специальные расточки лотка и крепят к нему четырьмя шпильками (момент затяжки гаек $0,196 \text{ кНм}$). Толкатели насосов одноименных цилиндров правого и левого рядов перемещаются одной и той же кулачковой шайбой (кулачком) распределительного вала. Профиль кулачка обеспечивает изменение скорости движения плунжера таким образом, что активный ход плунжера на любом режиме работы происходит при постоянной скорости. При этом скорость изменяется пропорционально частоте вращения распределительного вала. На все дизели устанавливают одинаковые насосы, отличающиеся различным максимальным выдвиганием рейки, ограниченным специальным упором. На дизели 20ЧН 26/26 в связи с уменьшенным диаметром основной окружности топливной шайбы между корпусом толкателя и упором устанавливают стальные прокладки толщиной 2 мм.

Насос высокого давления объединен с толкателем, что обеспечивает удобство комплектования при изготовлении и обслуживании насоса в эксплуатации. Нагнетательный клапан насоса без отсасывающего пояска с внутренним конусным уплотнением и расположением пружины внутри клапана, а его упора в корпусе. Такая конструкция клапана в сочетании с торцовым уплотнением по штуцеру, через стальную (с омеднением) прокладку позволяет иметь минимальный объем топлива в штуцеру над клапаном. Упор, ограничивающий максимальный разворот венца плунжера, исключает влияние зазора в зубчатом зацеплении венца с рейкой. Рейка закрыта глухим фланцем с одной стороны и гофрированным резиновым колпаком с другой, что обеспечивает ее герметичность, несмотря на наклонное расположение насоса на дизеле.

Корпуса толкателя и нагнетательного клапана изготовлены из сталей с азотированием трущихся поверхностей, что повышает их износостойкость и долговечность. Канал подвода топлива выполнен непосредственно в корпусе насоса и соединен с полостью всасывания отсечкой в верхней части. Это вместе с расположением всасывающего окна втулки плунжера в нижней части полости и отсечного окна в верхней части обеспечивает малые гидравлические потери на подводе и хорошую вентиляцию полости всасывания — отсечки.

Регулировка насосов выполняется на стенде с форсункой, принятой за образец, на режимах, соответствующих номинальной мощности и минимальной частоте вращения холостого хода дизелей.

Корпус 5 (рис. 65) представляет собой фасонную отливку из чугуна. В верхней части с упором в торец внутренней расточки корпуса установлена втулка 16 с плунжером 17. Чтобы исключить просачивание топлива, место стыка уплотняется за счет высокой

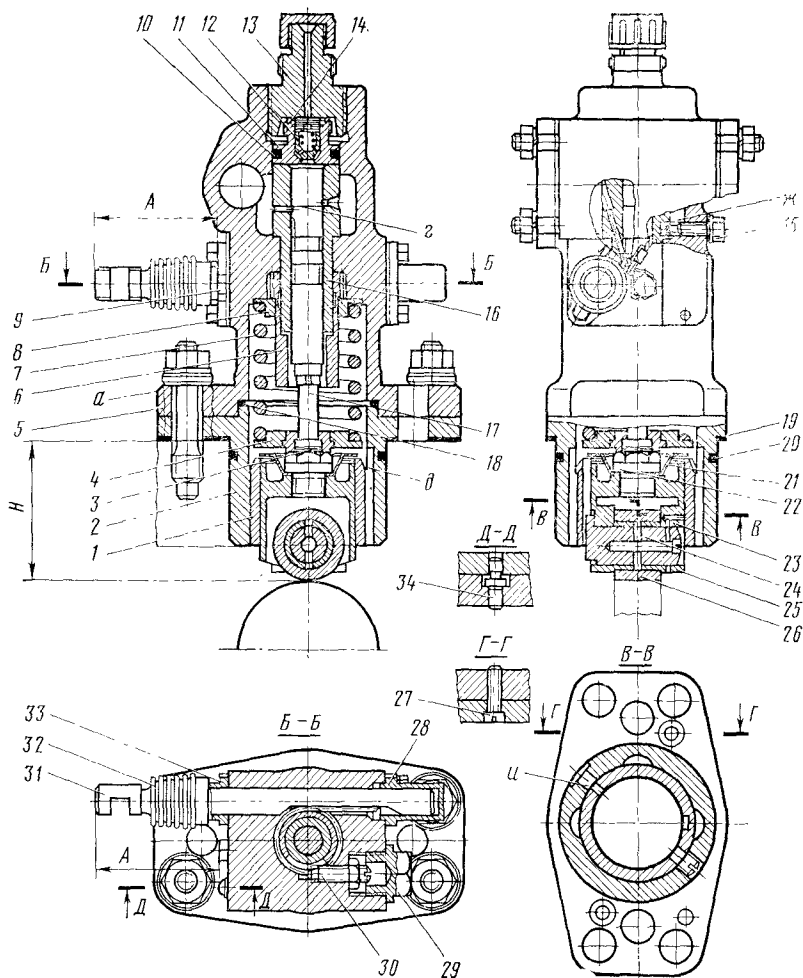


Рис. 65. Топливный насос высокого давления:

1 — бронзовая втулка; 2 — направляющая втулка толкателя; 3 — тарелка; 4 — нижняя тарелка; 5 — корпус; 6 — зубчатый венец; 7 — пружина; 8 — верхняя тарелка; 9 — болт; 10 — кольцо резиновое; 11 — корпус клапана; 12 — клапан; 13 — нажимной штифтер; 14 — прокладка; 15 — стопорный винт; 16 — втулка плунжера; 17 — плунжер; 18 — кольцо резиновое; 19 — регулировочные прокладки; 20 — резиновое кольцо; 21 — тарелка; 22 — упор толкателя; 23 — корпус толкателя; 24 — ось; 25 — втулка; 26 — ролик; 27 — винт; 28 — крышка; 29 — пробка; 30 — винт, ограничивающий поворот зубчатого венца; 31 — рейка; 32 — гофрированный резиновый колпак; 33 — фланец; 34 — штифт; А — размер от торца рейки до торца головки болта 9; Н — размер от торца направляющей втулки до наружной поверхности ролика толкателя при поджатом плунжере до упора в корпус клапана; а — поверхность фланца корпуса, на который выбирается общий размер в миллиметрах прокладок 19; б — кромка изменения опережения начала подачи топлива; в — продольные (три) пазы для слива масла из насоса; ж — полость низкого давления; и — отверстие в направляющей втулке подвода масла к насосу

точности и чистоты обработки торцов расточки и уплотнительного бурта втулки. Во втулке имеются два противоположно расположенных с небольшим смещением по высоте канала: верхний — для подвода топлива и нижний — для отвода топлива при отсечке. Втулку плунжера фиксируют в корпусе в определенном положении винтом 15, цилиндрический хвостовик которого входит в паз, выполненный на наружной поверхности втулки. Под головку винта установлена уплотнительная медная прокладка. Во избежание деформации втулки плунжера и задира трущихся поверхностей пары винт не должен упираться в дно паза втулки, что можно определить во время сборки по свободному осевому перемещению (в пределах паза) втулки при затянутом винте.

На золотниковой части плунжера расположены верхняя и нижняя спиральные регулировочные кромки, обеспечивающие изменение опережения начала подачи топлива (верхняя кромка) и количество подаваемого топлива при повороте плунжера. Спиральные кромки на плунжере расположены таким образом, что при движении рейки из корпуса насоса количество подаваемого топлива увеличивается. На цилиндрической и компрессионной частях плунжера имеется несколько кольцевых канавок. Широкая канавка при любом рабочем положении плунжера по высоте соединена наклонным отверстием во втулке с полостью всасывания насоса, что при малых зазорах между плунжером и втулкой исключает течь топлива по плунжеру в масляную систему.

На заводе-изготовителе применяется сопряженное шлифование плунжера, обеспечивающее сборку со втулкой с зазором 0,003—0,004 мм без совместной притирки деталей. В связи со сложностью непосредственного измерения такого малого зазора применяется косвенный метод его определения по гидравлической плотности золотниковой и компрессионной частям. Плотность золотниковой части пары проверяют гидравлическим испытанием на стенде грузом, опускающимся под действием собственной массы и обеспечивающим давление над плунжером 28 МПа. Контроль производится профильтрованной технологической жидкостью вязкостью $9,9 \cdot 10^{-6}$ — $10,9 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Время опускания груза должно быть для новых плунжерных пар 8—35 с и минимально допустимое в эксплуатации 2 с. Допускается проверка плотности плунжерных пар сравнением их с образцовыми парами, имеющими максимальную и минимальную допускаемые плотности. При этом вязкость жидкости не контролируется, а допускаемые значения плотности для каждой группы пар, испытываемых одновременно, устанавливаются по результатам испытания в тех же условиях образцовых пар максимальной и минимальной плотности.

Сверху на втулку 16 устанавливают корпус 11 с клапаном 12. Конусы клапана и седла прижаты друг к другу усилием пружины, расположенной внутри клапана и упирающейся верхним торцом в тарелку-упор, зафиксированную пружинным кольцом, устанавли-

ливаемым в проточку корпуса клапана. На наружной поверхности корпуса имеется резьба, служащая для его выемки из насоса при помощи специального съемника. Втулка плунжера и корпус клапана закреплены в корпусе насоса нажимным штуцером 13. Затяжка штуцера во избежание чрезмерной деформации втулки плунжера и, как следствие, задиров трущихся поверхностей деталей плунжерной пары должна быть 0,49—0,049 кН·м. Пропуск топлива между корпусом клапана и втулкой исключается малой шероховатостью и высокой точностью обработки сопряженных поверхностей. Стык корпуса нагнетательного клапана и нажимного штуцера уплотнен стальной омедненной прокладкой 14. Полость низкого давления уплотнена кольцом 10 из бензомаслостойкой резины.

Снизу на втулку в специальную расточку в корпусе насоса установлен зубчатый венец 6, в пазы которого с незначительным зазором входит поводок плунжера. Зубчатый венец удерживается от выпадания верхней тарелкой 8, прижатой к корпусу насоса пружиной 7. Второй конец пружины опирается на нижнюю тарелку 4 и удерживается тарелкой 3, установленной на плунжере и упирающейся в упор 22 толкателя. Для обеспечения легкости перемещения рейки высота головки плунжера выполняется меньше глубины расточки в тарелке 3. С зубчатым венцом зацепляется установленная в корпусе насоса рейка 31, посредством которой механизм управления поворачивает плунжер. Рейка 31 для устранения протечек топлива и масла с одной стороны закрыта крышкой 28, а с другой — фланцем 33 с резиновым гофрированным колпаком 32. Крышки и фланец крепят болтами к корпусу насоса. Уплотнение торцов обеспечивается постановкой под крышку и фланец паронитовых прокладок на эпоксидной смоле. Для отвода просочившейся по рейке смеси масла с топливом из района гофрированного колпака в рейке и корпусе выполнены отверстия.

Максимальный выход A рейки насоса, замеряемый от торца рейки до болта 9, ограничивается винтом 30, который препятствует дальнейшему повороту зубчатого венца и перемещению рейки. Чтобы исключить случайные разрегулировки насоса, доступ к винту 30 ограничен пробкой 29, уплотненной медной прокладкой. Размер A устанавливают при регулировании насоса по подаче на стенде изменением положения рейки и толщины прокладок под болтом 9. Чтобы облегчить регулирование насосов по подаче и рейки по размеру A , необходима правильная предварительная установка рейки и соответственно зубчатого венца плунжера относительно втулки. Поэтому втулку фиксируют в определенном положении стопорным винтом 15, а плунжер устанавливают перпендикулярно оси фланца корпуса с продольной канавкой на торце поводка, расположенной со стороны, противоположной рейке. При этом венец соединен с рейкой, устанавливаемой на размер $A = 69$ мм, который обеспечивается соеди-

нением первого зуба рейки со стороны ее паза с впадиной зуба венца, находящейся на оси выреза.

В верхней части корпуса имеется прилив, в котором выполнен топливopодводящий канал с концевыми расточками для установки резиновых уплотнений трубопровода. Чтобы улучшить удаление воздуха, канал соединен со всасывающе-отсечной полостью насоса в верхней его части.

Снизу к корпусу топливного насоса винтами 27 прикреплена направляющая втулка 2 толкателя, которая фиксируется в проточке корпуса буртом и штифтом 34. В направляющую установлена с натягом и стопорится винтом бронзовая втулка 1. Втулка 2 на внутренней поверхности имеет три фрезерованных продольных паза для слива из насоса масла и топлива, просочившихся по зазорам деталей толкателя и плунжерной пары. Толкатель, размещенный во втулке, состоит из корпуса 23, оси 24, втулки 25, ролика 26, упора 22 и тарелки 21, удерживающей толкатель во втулке от выпадания при транспортировке и монтаже насоса. Тарелка прижата к корпусу толкателя упором, затянутым моментом, равным 0,098—0,137 кН·м. Угловое положение толкателя строго фиксируется относительно направляющей насоса. Эта фиксация определяется перемещением при работе поводка оси толкателя по продольному пазу, выполненному на внутренней поверхности втулки 1. При изготовлении паз в направляющей строго выдержан относительно продольной оси фланца, а поводок оси относительно корпуса толкателя — через соединение его с пазом, выполненным на наружной поверхности корпуса толкателя. Стык направляющей втулки и корпуса насоса уплотнен резиновым кольцом 18, а направляющей втулки толкателя и лотка — резиновым кольцом 20. Прокладками 19 регулируется равномерность угла опережения подачи топлива по цилиндрам.

Для обеспечения одинаковых углов начала подачи топлива до в. м. т. по всем цилиндрам необходимо, чтобы зазор между торцом плунжера и корпусом нагнетательного клапана при верхнем крайнем положении плунжера был одинаковым у всех насосов и равным $2 \pm 0,15$ мм. Этот зазор устанавливают набором регулировочных стальных прокладок между опорными поверхностями фланца направляющей толкателя и лотком. Толщина прокладок определяется по разности размера H , измеренного от наружной поверхности ролика толкателя до опорной поверхности фланца направляющей при поджатом до упора в корпус клапана плунжере, и размерами 58 мм для дизеля 20ЧН 26/26 и 56 мм для остальных дизелей. Размер прокладок в миллиметрах выбивается на поверхности a корпуса насоса. Эта толщина прокладок является исходной при установке насоса на дизель. При регулировке давления сгорания на дизеле допускается уменьшение или увеличение толщины прокладок на 0,5 мм. Чтобы избежать смятия прокладок, под опорные поверхности и на торец лотка устанавливаются прокладки наибольшей толщины, но не более двух при

суммарной толщине 1,5—3 мм и не более одной при толщине менее 1,5 мм.

Трущиеся поверхности деталей толкателя смазываются маслом, поступающим из канала лотка через отверстия *И* в направляющей втулке, продольные канавки на внутренней поверхности втулки *1*, соединяющиеся при любом положении по высоте толкателя с дуговой канавкой на корпусе толкателя, отверстия в корпусе толкателя и оси, проточку и отверстия во втулке *25*. Во избежание задиров деталей толкателя и профиля шайб трущиеся поверхности втулки *25* покрыты бронзой, торцовые рабочие поверхности ролика имеют заниженную ширину, а насосы установлены в лоток и зафиксировано их угловое положение специальными штифтами. При подъеме плунжера шайбой (через толкатель) часть топлива вытесняется обратно через всасывающее окно, кратковременно создавая к моменту закрытия в полости насоса вокруг втулки плунжера давление, равное 2 МПа.

С момента перекрытия всасывающего окна верхней кромкой плунжера (геометрическое начало подачи) начинается активный нагнетательный ход плунжера и топливо через нагнетательный клапан и топливопровод высокого давления подается к форсунке. При достижении нижней спиральной кромкой плунжера отсечного окна втулки (геометрический конец подачи) активный ход плунжера заканчивается. Надплунжерное пространство при дальнейшем движении плунжера сообщается с полостью насоса и подводным топливопроводом, давление падает, клапан садится на седло корпуса и подача топлива прекращается. В момент начала отсечки в полости насоса кратковременно создается давление 4—6 МПа. В действительности из-за дросселирования подача начинается несколько раньше, а конец подачи позже. При опускании плунжера в период обратного активного хода (оба окна перекрыты) в надплунжерной полости образуется разрежение. С момента открытия всасывающего окна втулки верхней спиральной кромкой плунжера начинается процесс наполнения топливом надплунжерной полости.

До середины 1974 г. на дизели устанавливали топливные насосы с алюминиевыми корпусами. Корпус насоса выполнен из алюминиевой поковки с двумя отверстиями для крепления насоса во фланце корпуса. В корпусе напротив отсечных окон втулки плунжера ввернуты штуцер под трубку подвода-отвода топлива и пробка с цементированными торцами, исключающими разрушение от струй топлива, вытекающих из втулки при отсечке; плунжерная пара с двумя регулирующими кромками начала подачи и двумя кромками конца подачи топлива. Два окна во втулке расположены напротив друг друга и выполняют функции как всасывающих, так и отсечных окон.

Толкатель имеет уменьшенную по длине дуговую канавку на наружной поверхности корпуса толкателя. Поэтому толкатели и плунжерные пары этих насосов не могут быть использованы на

насосах с чугунными корпусами. Эти же узлы насосов с чугунными корпусами могут устанавливаться в насосы с алюминиевыми корпусами. Однако в связи с увеличенным коэффициентом подачи при установке плунжерных пар измененной конструкции без регулировки на стенде в насосах с алюминиевыми корпусами необходимо уменьшать выход реек при регулировке дизеля на 1,2—1,8 мм. Замена насосов на дизелях из-за различия топливного трубопровода может производиться только комплектно на всем дизеле.

При установке насосов с чугунными корпусами вместо алюминиевых необходима замена топливного трубопровода от фильтра тонкой очистки до подпорного клапана с креплением насосов двумя шпильками, для чего во фланцах корпусов выполнены специально для этой цели дополнительно два отверстия, расположенные по продольной оси фланца.

Для повышения надежности, долговечности и стабильности гидравлических параметров в насосы выпуска 1978 г. внесены конструктивные изменения. Упор нагнетательного клапана вместо цилиндрического (одинакового размера) по наружной поверхности выполнен ступенчатым с уменьшенным диаметром верхней части, равным внутреннему диаметру стопорного кольца. При этом кольцо расположено между проточкой в корпусе и наружной поверхностью верхней части упора, что при выбранных зазорах между упором и корпусом клапана исключает возможность выскакивания кольца из канавки при работе. Вместо двух нижних тарелок пружины плунжера установлена одна тарелка с увеличенным зазором между тарелкой и плунжером, что позволяет освободить плунжер от воздействия боковых усилий.

На нажимном штуцере и корпусе насоса в верхней части выполнены проточки, в которые установлено резиновое уплотнительное кольцо. Установка такого кольца вместе с кольцом 10 устраняет пропуск топлива по прокладке 14 и соответственно по резьбе штуцера. Проведенные исследования показали, что пропуск топлива по неплотностям стыков прокладки с нажимным штуцером и корпусом нагнетательного клапана практически не влияет на процесс топливоподачи. При пропуске образуются капли топлива на выходе из резьбы штуцера. С течением времени пропуск будет уменьшаться и может прекратиться совсем, так как в полости между двумя резиновыми кольцами создается небольшое давление, уменьшающее перепад давления в стыках, и повышается дросселирование неплотности.

3. Форсунка

Конструкция форсунки обеспечивает максимально возможное приближение пружины к игле распылителя для уменьшения массы движущихся деталей. Щелевой фильтр на входе в форсунку дает возможность защитить распылитель от загрязнения при работе,

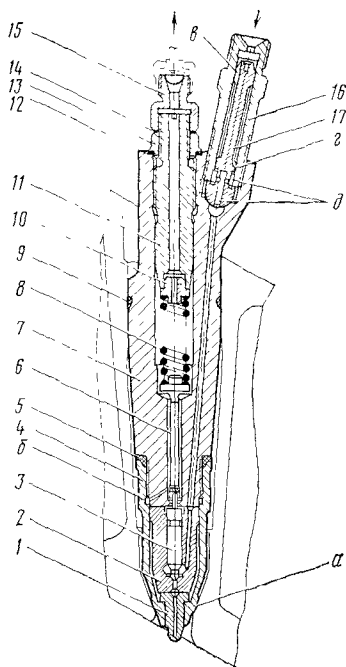


Рис. 66. Форсунка:

1 — сопло; 2 — корпус распылителя; 3 — игла; 4 — колпак; 5 — резиновое коныцо; 6 — штанга; 7 — корпус форсунки; 8 — пружина; 9 — резиновое уплотнительное кольцо; 10 — тарелка; 11 — регулировочный винт; 12, 14 — прокладка; 13 — гайка; 15 — штуцер; 16 — корпус фильтра; 17 — стержень щелевой; 18 — наклонное отверстие для слива топлива; а, б — пазы; в — отверстия по уплотнительным торцам

а также при установке и снятии трубок из-за наружной резьбы на корпусе фильтра. Распыливающие отверстия в соплах расположены наклонно, т. е. так же, как форсунки в крышке цилиндра. Корпус распылителя и сопло имеют азотированные поверхности, обеспечивающие термостойкость и износостойкость деталей. Пропускную способность форсунки проверяют на стенде с образцовым насосом на режимах, соответствующих номинальной мощности и минимальной частоте вращения вала при холостом ходе дизелей.

Форсунку на дизелях устанавливают в специальную расточку крышки цилиндра, выполненную под углом 30° к оси цилиндра, что позволяет расположить вне закрытия крышки наружную часть форсунки и облегчить условия ее обслуживания в эксплуатации. Форсунка (рис. 66) крепится к крышке цилиндра двумя шпильками, гайки которых во избежание чрезмерной деформации колпака и распылителя затягивают ключом, создавая момент $0,0785—0,117$ кН·м.

Уплотнение форсунки в крышке обеспечивается конусным соединением в нижней части и резиновым уплотнительным кольцом 9 в верхней части. К нижнему торцу корпуса 7

крепят колпаком 4 корпус 2 распылителя и сопло 1, торцовые поверхности которых уплотнены за счет их малой шероховатости и высокой точности обработки. Деформация деталей ограничена фиксированной затяжкой колпака. При этом предварительно ключом на плече 200 мм колпак наворачивается на корпус до соприкосновения торцов закрепляемых деталей, а затем колпак затягивается дополнительным поворотом на 5—6 делений (из 48 равномерно нанесенных делений на цилиндрической поверхности верхней части колпака) относительно отметки на корпусе форсунки.

Для равномерного (относительно днища крышки цилиндра) расположения струй топлива при впрыскивании из-за наклонного положения форсунки нижняя часть сопла имеет шаровую форму со шлифованным пояском шириной 2—2,3 мм в зонах распылива-

ющих отверстий, которые сделаны под углом 30° относительно центральной оси сопла. Чтобы правильно установить сопло в форсунку, на цилиндрической поверхности сопла выполнена лыска, которая точно определяет положение распыливающих отверстий и используется для крепления в приспособлении при сборке форсунки.

Количество и диаметр распыливающих отверстий для дизелей с разными цилиндровыми мощностями различны. Так, для дизелей 20ЧН 26/26 изготавливают сопла с десятью отверстиями диаметром 0,4 мм, для дизелей с $p_e \leq 1,09$ МПа — с девятью отверстиями диаметром 0,35 мм и для остальных дизелей — с девятью отверстиями диаметром 0,4 мм. На наружной цилиндрической поверхности выполнена одна проточка для отверстий $9 \times 0,35$ мм и две для $10 \times 0,4$ мм. Сопла с отверстиями $9 \times 0,4$ мм на наружной поверхности проточек не имеют.

Эффективная площадь сечения распыливающих отверстий контролируется на заводе пропуском топлива под давлением 1,0 МПа. Допускается разница пропускной способности между соплами не более 10 % и между отдельными отверстиями не более 10 %. В эксплуатации допускается износ распыливающих отверстий не более 0,02 мм и увеличение суммарной эффективной площади сечения не более 10 %. Опыт эксплуатации показывает, что в основном износ сопел не превышает этих значений за 10 000—15 000 ч работы.

Корпус 2 распылителя и игла 3 представляют собой комплект деталей, имеющих по цилиндрическим направляющим поверхностям определенные малые зазоры. Благодаря высокой точности изготовления цилиндрических и конусных уплотняющих поверхностей в корпусе и на игле распылители комплектуют подбором деталей с зазором по цилиндрическим поверхностям в пределах $0,003 \pm 0,0005$ мм. При этом взаимная притирка деталей исключена как по цилиндрическим, так и конусным поверхностям. Герметичность распылителя обеспечивается узким уплотнительным пояском, расположенным у основания запорного конуса на игле и несколько ниже основания в корпусе, который образуется при работе. Подъем иглы ограничивается упором ее в торец корпуса форсунки, который для повышения износостойкости цементирован и закален до твердости HRC 58—62. Игла прижимается к конусу корпуса распылителя пружиной 8 через штангу 6. В нижней части штанга имеет конусную выточку для опоры на сферический торец хвостовика иглы. Пружина затягивается поворотом регулировочного винта 11, положение которого фиксируется гайкой 13. Между винтом 11 и пружиной 8 установлена тарелка 10. При работе под действием пружины штанга, пружина и тарелка поворачиваются вокруг своей оси, что исключает местную выработку деталей и увеличивает срок их службы. Игла, штанга, пружина, тарелка и регулировочный винт изготовлены из легированной стали и закалены до высокой твердости, а опорные поверхности

выполнены с малой шероховатостью и высокой точностью. Сверху на регулировочный винт накручен штуцер 15, к которому присоединена трубка, отводящая топливо, просочившееся через зазор между иглой и корпусом распылителя. Для прохода этого топлива в тарелке, винте и штуцере выполнены отверстия. Чтобы не допустить накопления топлива под давлением и прорыва резинового кольца 5 в эксплуатации, при возможных нарушениях плоскостности стыковых соединений деталей в нижней части корпуса форсунки выполнен наклонный канал 6, через который это топливо отводится в систему слива. Затяжкой винтом 11 пружины устанавливают давление топлива, соответствующее моменту начала подъема иглы ($32 \pm 0,5$ МПа). Топливо подводится к форсунке через щелевой фильтр, у которого частицы размером свыше 0,02 мм задерживаются в кольцевом зазоре между корпусом и стержнем фильтра.

4. Управление топливными насосами высокого давления

Регулятор частоты вращения через механизм управления устанавливает рейку насосов в положение, обеспечивающее заданные нагрузку и частоту вращения коленчатого вала. Механизм управления установлен на лотке двигателя и практически для дизелей Д49 всех типов состоит из одинаковых, унифицированных деталей. Отличие заключается лишь в количестве деталей (соответственно количеству цилиндров дизеля) и конструкции рычажной передачи от поперечного вала к регулятору и к предельному выключателю в зависимости от их расположения.

Механизм управления отключает любой из насосов при работе дизеля, а также позволяет переводить механизм в положение нулевой подачи топлива в случае заклинивания плунжера или рейки какого-либо насоса. Это обеспечивается жесткой связью рычагов с рейками при перемещении на увеличение подачи топлива и упругой связью через пружины при перемещении на уменьшение подачи.

Специальный механизм отключает половину цилиндров правого и левого рядов (со стороны переднего торца) при работе дизеля на режиме минимальной частоты вращения холостого хода. Выбранный порядок отключения позволяет высушивать выпускные коллекторы возле первых отключаемых цилиндров потоком выпускных газов от работающих цилиндров, что исключает замасливание коллекторов, турбины и дает возможность дизелю работать без ограничения времени на данном режиме.

Механизм управления дизеля 16ЧН 26/26 (рис. 67) приводится в движение от вала регулятора, который через рычаг 3, тяги 4 и 25, пружину 5 и рычаг 6 поворачивает вал 18, установленный на шарикоподшипниках в стойке 19, расположенной поперек дизеля на заднем конце лотка. Вал 18 посредством рычага 23, тяг 21 и рычагов 20 поворачивает валы 11, расположенные вдоль лотка

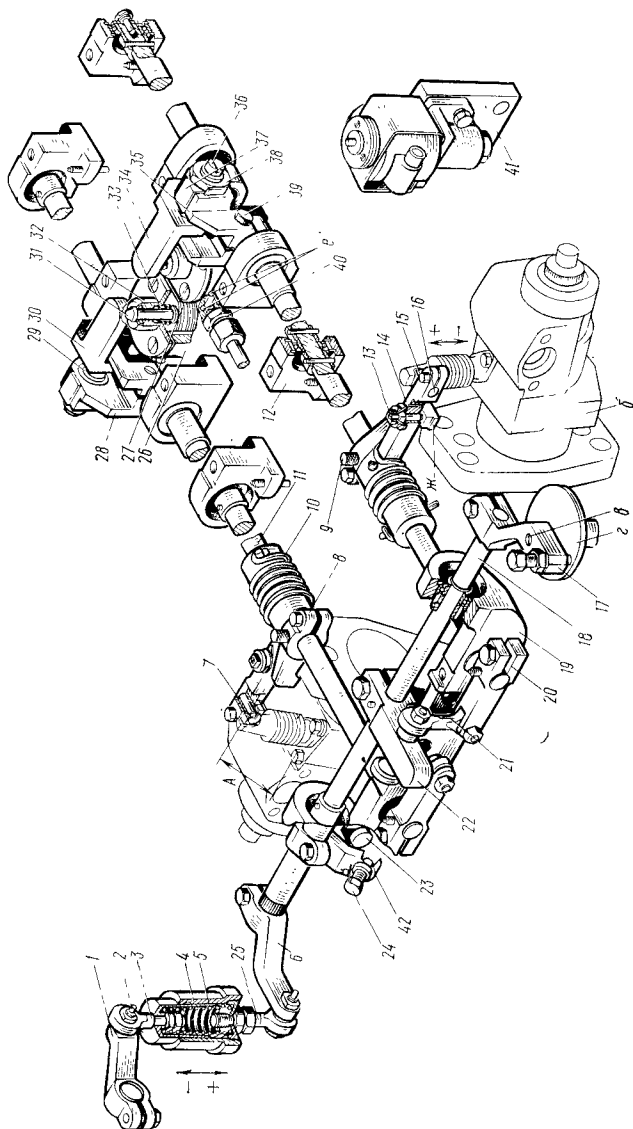


Рис. 67. Управление топливными насосами высокого давления:

1 — масленка; 2 — тяга упругая; 3, 6, 14, 17, 20, 23, 28, 30, 34, 35, 42 — рычаги; 4, 21, 25 — тяги; 5, 10, 29, 33 — пружины; 7 — втулка; 8, 31 — упоры; 9 — штифт; 11, 18 — валы; 12, 19 — стойки; 13, 36 — винты регулировочные; 15 — сухарь; 16 — ось; 22 — упор мощный; 24 — болт упора мощности; 26 — корпус; 27 — поршень; 32 — крышка; 37 — пластина створчатая; 38 — гайка; 39 — болт; 40 — штифт; 41 — вентиль электрогидравлический; А — установочный размер; Б — насос топливный; В — отверстие для установки приспособления при проверке предельного выключателя; Г — упор предельного выключателя; Ж — бурт под упор рычага в момент отключения цилиндра; Д — канал в корпусе 26 механизма отключения

и установленные на шарикоподшипниках в литых стойках. На валах 11 неподвижно установлены рычаги 28, 30 и 34, 35. Рычаги 30 и 34 пружинами 29 прижаты к рычагам 28 и 35. На валиках установлены упоры 8 и рычаги 14. Упор 8 зафиксирован на валике штифтом 9 и закреплен болтом. Пружина 10 прижимает к упору 8 рычаг 14 с винтом 13, которым регулируют выдвижение рейки насоса. На рычаг 14 установлена втулка 7 и ось 16, на которой установлен сухарь или ролик 15, входящие в паз рейки насоса.

Насос отключают перемещением в осевом направлении рычага 14 до положения, пока сухарь или ролик 15 не выйдут из зацепления с рейкой. Затем рычаг 14 перемещают вверх в осевом направлении и устанавливают на торец рейки. Чтобы снять насос, рычаг 14 перемещают в осевом направлении, пока рычаг 14 не встанет на бурт *ж* упора 8. Для ограничения перемещения управления на номинальной мощности на рычаге 42 установлен болт 24 упора мощности.

Механизм отключения цилиндров состоит из корпуса 26, поршней 27 с упорами 31, пружин 33, прижимающих поршни к корпусу 26, крышек 32 с уплотнительными манжетами и прокладками. При работе дизеля на минимальной частоте вращения без нагрузки, например 0 или 1-е положение контроллера, срабатывает электропневматический вентиль 41 и сжатый воздух от магистрали по трубке через штуцер 40 и каналы *e* подводится к поршням 27. Давлением воздуха поршни преодолевают усилие затяжки пружин 33 и 29, а упоры 31 перемещают рычаги 30, 34 и соответственно рейки топливных насосов первой половины цилиндров обоих рядов (например, 1—4-го цилиндров для шестнадцатичилиндрового дизеля) в положение «нулевой» подачи топлива. При переводе дизеля на работу под нагрузкой сжатый воздух выпускается из корпуса механизма отключения через вентиль 41. Усилием пружин 33 поршни переместятся до упора в торец корпуса 26, а пружины 29 переставят рычаги и соответственно рейки отключенных насосов в положение подачи топлива.

Механизм отключения работает, если:

- 1) при работе дизеля на минимальной частоте вращения без нагрузки электропневматический вентиль включен;
- 2) электропневматический вентиль отключен при пуске и работе дизеля под нагрузкой, а также на остановленном дизеле;
- 3) давление сжатого воздуха до вентиля не менее 0,4 МПа;
- 4) нормальная работа механизма обеспечивается при условии: легкого хода реек отключаемых насосов; между рычагами 28, 30 и 34, 35 при перемещении управления насосами из «нулевого» положения в положение максимальной подачи; разность выдвижения реек отключаемых и работающих насосов 7—8 мм при включенном механизме и работе дизеля на минимальной частоте вращения без нагрузки.

Механизм управления насосами соединяется с регулятором частоты вращения при выполнении работ в такой последовательности:

1) отключают вентиль 41 и проверяют усилие прижатия рычагов 30 и 34 к рычагам 28 и 35 пружинами 29. Усилия, замеренные динамометром, поочередно подсоединенным к отверстиям в рычагах 30 и 34, должны быть равными 0,078—0,098 кН;

2) проверяют легкость перемещения управления с соединенными рейками насосов из одного крайнего положения в другое. Перемещение должно быть плавным, без заклинивания, при приложении усилия 0,015 кН к рычагу 17 на плече 80 мм для дизелей 16ЧН 26/26;

3) рейки насосов выдвигают в максимальное положение, ограниченное индивидуальными упорами. Между плоскостью рычагов 30, 34 и упорами 31 устанавливают зазор, равный 4—4,5 мм. При этом рычаги 30, 34 прижимаются к рычагам 28, 25 усилием пружины 29;

4) на всех насосах винтами 13 устанавливают зазор $3,0 \pm 0,2$ мм между упорами 8 и рычагами 14;

5) повертыванием тяги 2 регулируют ее длину и соединяют рычаг 3 с валом регулятора. Соединение производится при «нулевом» положении вала серводвигателя регулятора и выдвижении реек первых правого и левого топливных насосов на размер $A = 72 \pm 0,5$ мм;

6) тягу 2 и винты 13 стопорят и устанавливают пломбы;

7) проверяют работу механизма отключения.

Механизм управления устанавливают в положение реек $A = 77 \div 78$ мм, включив электропневматический вентиль; создается давление воздуха 0,6—0,8 МПа. При этом упоры 31 механизма через рычаги 30 и 34 должны переставить рейки отключаемых насосов в положение $A = 67 \div 71$ мм. Соединение механизма управления топливными насосами с предельным выключателем производится после соединения механизма управления топливными насосами с регулятором и установки «нулевого» положения реек топливных насосов. Для этого устанавливают упор 2 предельного выключателя в верхнее положение; болт на рычаге 17 устанавливают так, чтобы между болтом и упором 2 предельного выключателя не было зазора; устанавливают предельный выключатель в рабочее положение, после этого он отключается; при этом выход реек топливных насосов первого правого и первого левого цилиндров должен уменьшиться от установленного положения на «нулевой» подаче на 0,3—1,0 мм.

5. Фильтры топлива

Зазоры между деталями плунжерной пары насоса высокого давления и распылителя форсунки размером 0,002—0,003 мм предъявляют повышенные требования к тонкости фильтрации топлива. Механические примеси в топливе приводят к износу и заметным повреждениям рабочих поверхностей, вплоть до возникновения задигов и поэтому недопустимы. Для нормальной

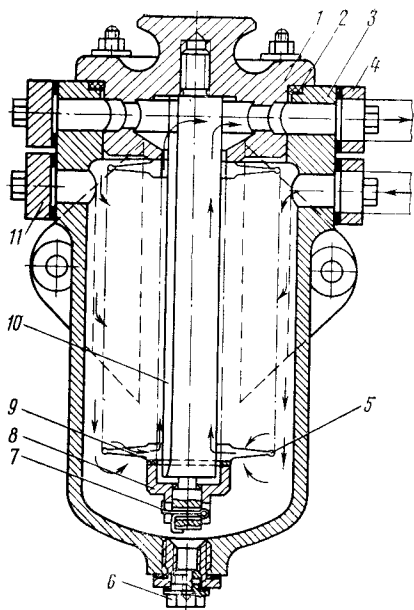


Рис. 68. Фильтр грубой очистки топлива:

1 — крышка; 2 — кольцо резиновое; 3 — корпус; 4, 11 — фланцы; 5 — фильтрующие элементы; 6 — пробка; 7 — шплинт; 8 — гайка; 9 — шайба; 10 — стержень

работы прецизионных пар насосов и форсунок применяют фильтр грубой и тонкой очистки топлива. Фильтры грубой очистки топлива устанавливаются вне дизеля. Фильтры тонкой очистки топлива устанавливают на дизеле по возможности ближе к насосам высокого давления.

Фильтр грубой очистки топлива расположен перед насосом подачи топлива и предназначен для предварительной, грубой очистки топлива от частиц размером более 0,045 мм. Крышка 1 фильтра (рис. 68) прижата шпильками к корпусу 3 и уплотнена резиновым кольцом 2. Стержень заворачивается до упора в крышку, а пакет фильтрующих элементов, собранный на стержне, прижимается к крышке гайкой 8 с шайбой 9, стопорящейся гранями стержня и предохраняющей элементы от повреждения при затяжке. Топливо

поступает в фильтр через нижнее отверстие в корпусе и, очищаясь, проходя через фильтрующие элементы, перетекает по каналам трехгранного стержня в канал крышки 1 и далее через верхнее отверстие в корпусе выходит из фильтра. Фильтрующие элементы при эксплуатации периодически очищаются при помощи специальных приспособлений.

При сборке следят за целостностью сеток и плотностью прилегания стыков фильтрующих элементов. Фильтры тонкой очистки топлива крепят на дизелях к специальным литым кронштейнам, обеспечивающим малую вибрацию и, следовательно, надежную работу трубопроводов, соединенных с фильтрами. На дизелях 16ЧН26/26 и 20ЧН26/26 устанавливаются по два фильтра тонкой очистки топлива, на дизелях 8ЧН26/26 и 12ЧН26/26 — по одному.

Фильтр тонкой очистки топлива (рис. 69) состоит из двух фильтрующих бумажных или миткалевых элементов, расположенных в отдельных корпусах 7, объединенных общей крышкой 8 и уплотненных прокладкой 9. Для разделения полостей каждая пара фильтрующих элементов между собой, сверху и снизу уплотнена резиновыми кольцами 10, постоянно обжимаемыми усилием пружины 4. В нижней части корпуса расположен болт 1, через

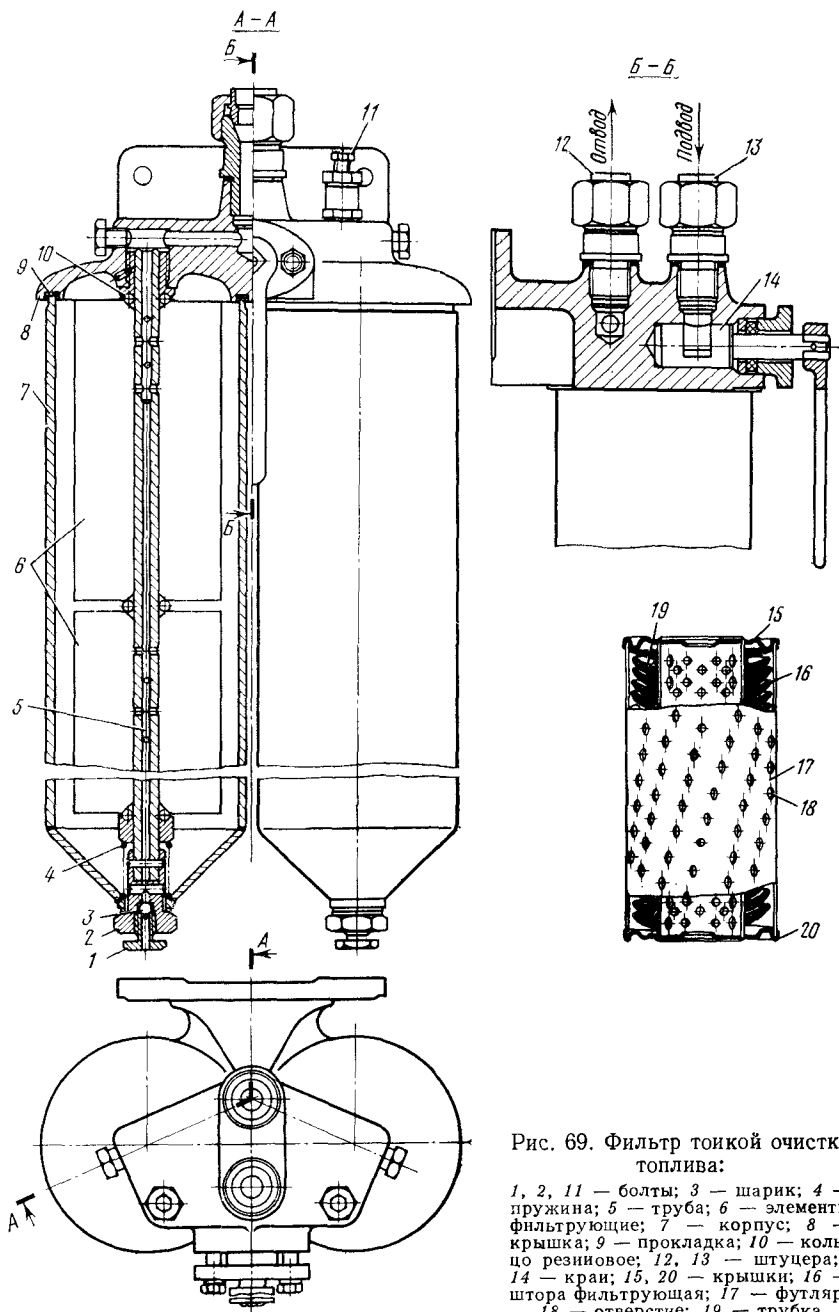


Рис. 69. Фильтр тонкой очистки топлива:

1, 2, 11 — болты; 3 — шарик; 4 — пружина; 5 — труба; 6 — элементы фильтрующие; 7 — корпус; 8 — крышка; 9 — прокладка; 10 — кольцо резиновое; 12, 13 — штуцера; 14 — кран; 15, 20 — крышки; 16 — штора фильтрующая; 17 — футляр; 18 — отверстие; 19 — трубка

шарик 3 закрывающий сливное отверстие. В крышке 8 имеются два болта 11 для спуска воздуха на каждой секции и кран 14 для распределения подачи топлива в обе секции. Сменный бумажный фильтрующий элемент состоит из гофрированной круглой шторы 16, наружной стороной приклеенной к футляру и завальцованной сверху и снизу вместе с футляром 17, крышками 15 и 20. Трубка 19 фильтрующего элемента обвальцована сверху и снизу крышками, что обеспечивает жесткость конструкции и гарантирует трубку от перемещений внутри элемента.

Топливо от насоса через штуцер 13 и отверстия в крышке и кране попадает в оба корпуса фильтра, проходит гофрированную штору через отверстия 18 в футляре и далее по стягивающей трубе 5 и отверстиям в крышке поступает к штуцеру 12. Топливо, проходя через фильтрующие элементы, очищается от частиц, превышающих размер 0,003—0,005 мм.

6. Топливопроводы

Топливопровод низкого давления. Для подвода топлива к насосам высокого давления и отвода его избытка используется топливопровод низкого давления (рис. 70). Топливопровод расположен и закреплен непосредственно на дизеле и соединяет фильтр тонкой очистки топлива или насос подачи топлива (если он навешен на дизель) со сливными трубами топливной системы. Для топливных насосов с алюминиевыми корпусами, топливопровод на дизелях состоит из общей трубы, расположенной в середине лотка, от которой топливо по трубкам меньшего проходного сечения подводится к насосам.

На дизелях, оборудованных топливными насосами с чугунными корпусами, установлен топливопровод измененной конструкции, позволившей улучшить гидравлическую характеристику насосов и значительно повысить надежность топливопровода. Конструкция этого трубопровода практически одинакова на всех дизелях типа Д49 и состоит из топливопроводов для каждого ряда цилиндров, соединенных между собой трубами 1 и 7 на переднем и заднем торцах дизелей.

Топливо подводится со стороны последних цилиндров, а отводится со стороны первых цилиндров. Топливопровод каждого ряда цилиндров находится ниже соединительных труб подвода топлива, а кран 6 для спуска воздуха расположен на трубе подвода и перепускного клапана 3 на трубе отвода. В 1978 г. введена дополнительная трубка с краном 2, соединяющая топливопровод до перепускного клапана с топливопроводом слива топлива из форсунок. Это позволяет при помощи крана перед снятием с дизеля насосов сливать топливо из топливопровода и таким образом не допускать течи его на дизель при снятии насосов.

Характерной особенностью топливопровода каждого ряда цилиндров является то, что он выполнен из стальных патрубков 5,

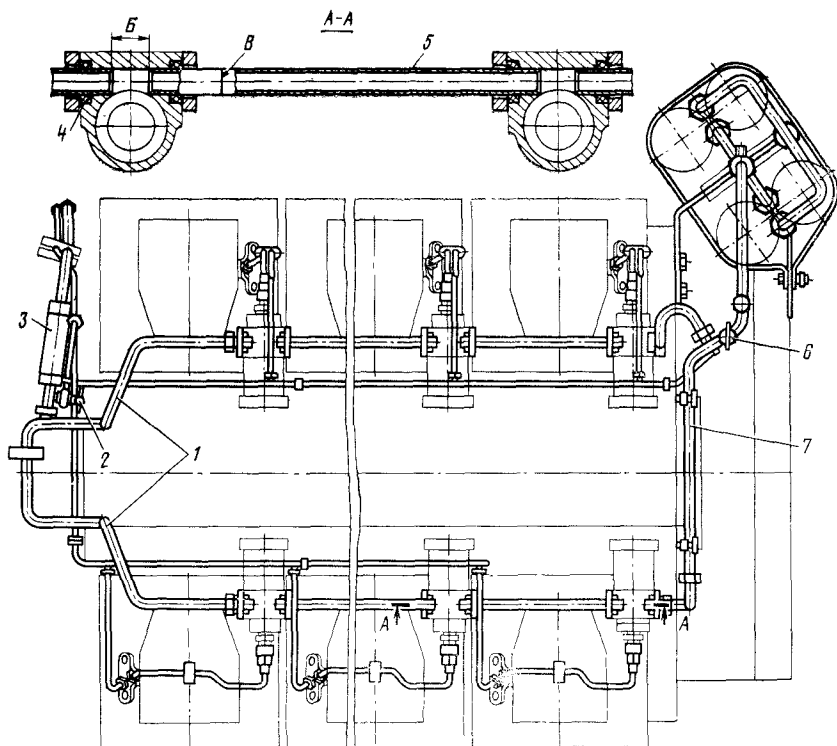


Рис. 70. Топливопровод низкого давления

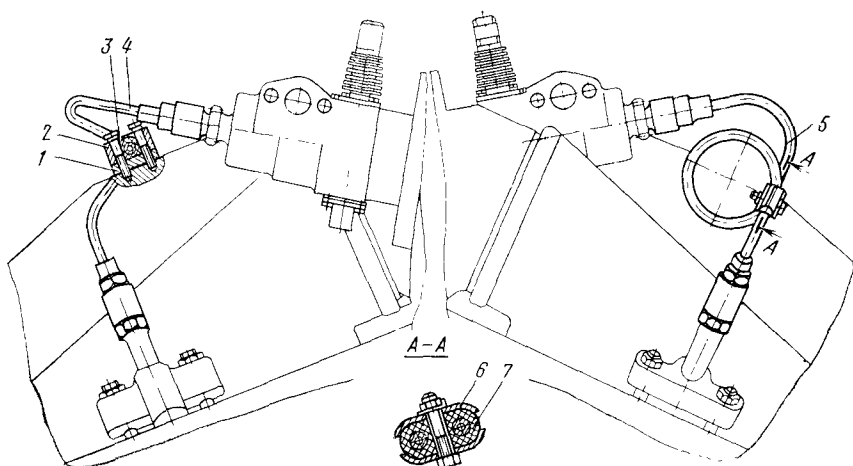


Рис. 71. Топливопровод высокого давления

установленных в сквозных каналах корпусов насосов, имеющих диаметр проходного сечения, соответствующий наружному диаметру патрубков, причем в корпусе каждого насоса между концами патрубков установлено расстояние B , большее длины сопряжения каждого из патрубков с корпусом. Для обеспечения этого расстояния патрубки необходимо устанавливать так, чтобы круговые риски B , выполненные на наружной поверхности, находились от фланцев на расстоянии 20 ± 1 мм.

Концы патрубков уплотнены резиновыми кольцами 4 прямоугольного сечения, помещенными в проточки каналов корпусов насосов, зажимаемых фланцами с болтами. Такая конструкция позволяет снимать отдельные насосы высокого давления, используя зазор B , позволяющий вводить патрубки в соседние насосы при ослаблении затяжки фланцев крепления резиновых уплотнительных элементов. Трубы подвода и отвода топлива жестко прикреплены к дизелю стальными планками.

Топливопровод высокого давления. Топливо от насосов к форсункам подается по топливопроводу высокого давления (рис. 71). На всех дизелях типа Д49 применяются топливопроводы длиной 570 мм с наружным диаметром 8 мм и внутренним диаметром $2,6 \pm \pm 0,2$ мм. Шаровые головки на концах топливопроводов изготовлены методом высадки трубы в холодном состоянии. Технология изготовления обеспечивает высокую чистоту галтелей и внутреннего канала без его рассверливания в месте расположения головки после их высадки. Уменьшение площади сечения внутреннего канала в месте расположения головки и соответствие диаметра внутреннего канала заданным допускам определяются по пропускной способности, измеряемой проливом топлива под давлением, равным 0,4 МПа.

Топливопроводы 5 для цилиндров правого ряда из-за близкого расположения насоса и форсунки и сохранения длины труб изогнуты в кольцо и скреплены прижимами 6, между которыми установлены формованные прокладки 7. Топливопроводы 4, 5, установленные на левом ряду цилиндров, расположены над закрытиями крышек цилиндров и крепятся к ним планками 1 с крышками 2, между которыми установлены резиновые прокладки 3.

Длительная надежная работа топливопровода высокого давления обеспечивается рациональным выбором его размеров и конфигурации, высоким качеством изготовления и монтажа на дизелях. При монтаже на дизеле необходимо соблюдать следующий порядок установки и крепления: осматривают уплотнительные поверхности головок и наружные трубки; наворачивают вручную до упора гайки на штуцера форсунок; трубки левого ряда цилиндров крепят к закрытиям крышек цилиндров; наворачивают вручную до упора гайки на штуцера насосов, при этом допускается незначительная подгибка трубок по месту; гайки закрепляются усилием одной руки на плече 350 мм.

СИСТЕМЫ МАСЛЯНАЯ И ВОДЯНАЯ

1. Принципиальная схема масляной системы

Масляная система обеспечивает подачу масла в необходимом количестве и с заданной температурой для смазки и охлаждения подшипников, поршней и других трущихся деталей. Общее устройство системы рассмотрим на примере дизеля 1А-9ДГ (рис. 72). Резервуаром для масла служит масляная ванна 2, выполненная в поддизельной раме. Уровень масла в ванне контролируется щупом. Из ванны через сетчатый маслозаборник 3 и размещенный в нем невозвратный клапан масло поступает во всасывающую полость масляного насоса. Под давлением, создаваемым насосом, масло по каналу 6 подается через фильтр грубой очистки в полнопоточный фильтр тонкой очистки и затем по трубопроводу 5 в охладитель. На выходе из охладителя поток разделяется на три части. Одна часть масла направляется к центробежным фильтрам 6 и оттуда сливается в ванну, другая поступает через фильтр грубой очистки по каналу 3 в дизель и распределяется по всем цилиндрам. По третьему каналу масло через редукционный клапан подводится к продольному каналу лотка. От трубопровода подачи масла к дизелю имеется отвод на турбокомпрессор. Из полости подшипников турбокомпрессоров масло сливается в привод насосов. Система каналов в блоке, коленчатом вале, приводах, шатунах и поршнях обеспечивает раздачу масла по всем трущимся элементам дизеля.

Напорная магистраль дизеля соединена с реле давления и предохранительным клапаном, перепускающим масло в картер, при превышении давления его выше 0,6 МПа. В случае повышения перепада давлений в фильтре тонкой очистки выше 0,18 МПа срабатывает клапан, перепускающий масло мимо фильтра. Ограничение верхнего предела по давлению масла (0,9 МПа) обеспечивается перепускным клапаном, встроенным в корпус насоса. Перед пуском дизеля и после его остановки включаются маслопрокачивающие насосы, которые забирают масло из поддизельной рамы и под давлением через невозвратный клапан подают его в систему дизеля. Масляная система дизеля 3А-6Д49 (8ЧН 26/26) отличается от рассмотренной схемы отводом масла на гидромуфту привода вентилятора и отсутствием полнопоточного фильтра тонкой очистки.

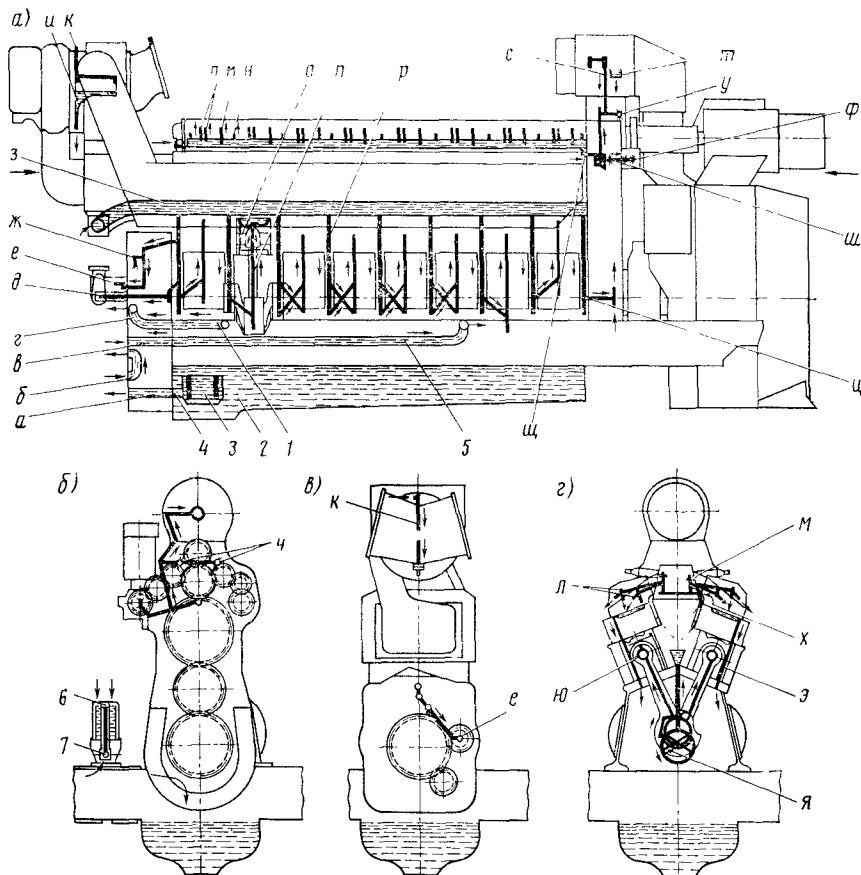


Рис. 72. Схемы смазки внутренней масляной системы дизеля:

а — коленчатых валов; б — привода; в — компрессора и водяного насоса; г — шатунно-поршневой группы и крышек; 1 — труба отвода от охладителя к фильтру грубой очистки; 2 — масляная ванна; 3 — маслозаборник; 4 — труба подвода масла к насосу (через канал а); 5 — труба подвода масла от полинооточного фильтра к охладителю; 6 — фильтры центробежные; 7 — трубопровод масла к центробежным фильтрам; а, в, г — каналы; б — канал отвода масла от насоса к полинооточному фильтру; д — канал подвода масла к шлицевому валу привода насосов; е — канал подвода масла к валу водяного насоса; ж — канал подвода масла к шестерне привода насоса; з — центральный канал подвода масла к узлам движения; к — канал подвода масла к турбокомпрессору; л — каналы подвода масла к осям рычагов и гидротолкателям; м — канал подвода масла к распределительному валу; н — слив масла из поршней; о — канал подвода масла к коренным подшипникам; п — канал подвода масла к вентильной; у, ф, ш, ч — каналы подвода масла к подшипникам и шестерням привода распределительного вала; ц — канал подвода масла из лотка к корпусу привода распределительного вала; х — канал в лотке; ю — полость охлаждения и смазки поршневого пальца; я — каналы коленчатого вала

Масляная система дизель-генераторов 2А-9ДГ, 2В-9ДГ включает два масляных насоса и два охладителя. Из ванны масло проходит через фильтр грубой очистки, всасывается правым насосом и подается к фильтру тонкой очистки, из которого попадает в правый охладитель и оттуда в левый масляный насос. От левого на-

соса масло под давлением поступает в фильтр грубой очистки и затем на смазку дизеля. Необходимость установки двух охладителей и насосов вызвана ростом количества тепла, отводимого маслом от поршней в связи с повышенной мощностью дизеля. Так как при некотором загрязнении фильтра тонкой очистки и росте его сопротивления часть масла через перепускной клапан может обходить фильтр тонкой очистки, после левого насоса установлен дополнительный фильтр грубой очистки. Масляная система дизель-генератора 3-9ДГ отличается тем, что фильтр тонкой очистки состоит из меньшего количества секций и через него пропускается только часть масла.

У дизель-генератора 20ДГ все элементы масляной системы смонтированы на дизеле. Последовательность прохождения масла: масляная ванна, маслонасос, фильтр грубой очистки, фильтр тонкой очистки, маслоохладитель, второй масляный насос. Далее масло разделяется на два потока: часть масла через фильтр грубой очистки подается в дизель, а другая часть идет в два центробежных фильтра, откуда сливается в ванну.

2. Масляные насосы

Масляный насос дизелей 16ЧН. Насос предназначен для обеспечения циркуляции масла в системе дизеля с необходимым давлением. Номинальная частота вращения 1550 об/мин; подача не менее 110 м³/ч при давлении нагнетания 0,7 МПа и температуре масла 65—82 °С. Давление открытия перепускного клапана 0,9 МПа. Насос шестеренного типа, односекционный, неревверсивный. Шестерни стальные, косозубые. Корпус 2 насоса (рис. 73) имеет расточки под ведущую 7 и ведомую 3 шестерни. Ведущая шестерня приводится во вращение шлицевым валом 8. В крышках 1 и 5 запрессованы бронзовые втулки 9, служащие опорами для ведущей шестерни. В расточку ведомой шестерни запрессованы две бронзовые втулки 10, посредством которых шестерня опирается на неподвижную ось 4. Через сквозное центральное отверстие в оси масло из полости нагнетания подается на смазку к втулкам 10. Ось зафиксирована штифтом в крышке.

При вращении рабочие шестерни захватывают масло из всасывающей полости и переносят его между зубьями и цилиндрической поверхностью корпуса в нагнетательную полость. Давление, создаваемое насосом, определяется сопротивлением системы. Для ограничения максимального уровня давления нагнетательная секция снабжена перепускным клапаном 6, прикрепленным к торцу насоса. При давлении 900 МПа клапан открывается и масло перетекает из напорной полости во всасывающую.

На дизелях 16ЧН 26/26 выпуска до 1980 г. применялись масляные насосы МШ-120 (рис. 74). Принципиальным отличием этого насоса является установка шестерен на двухрядных радиально-сферических роликовых подшипниках. Перепускной кла-

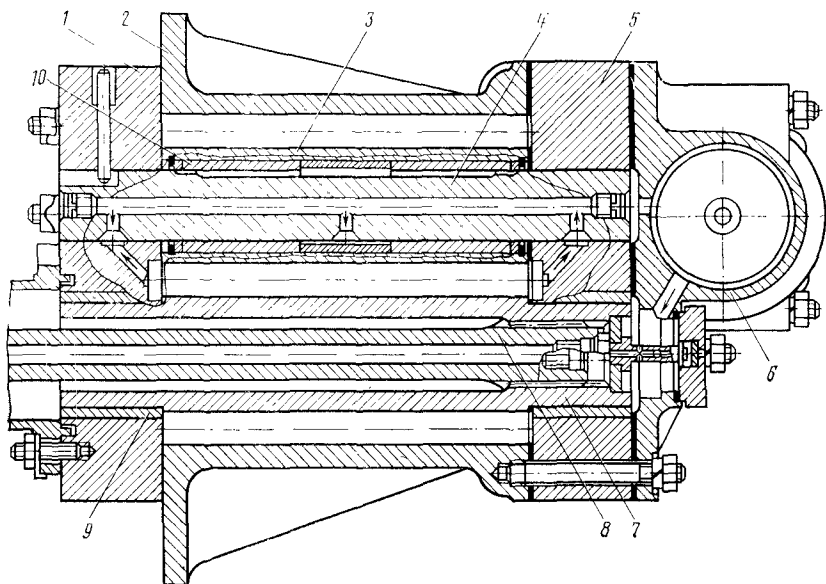


Рис. 73. Насос масляный на подшипниках скольжения

пан золотникового типа. В связи с недостаточной долговечностью радиально-сферических подшипников насосы сняты с производства.

Масляный насос дизелей 8ЧН 26/26. Насосы МШ-40 шестеренного типа, односекционные, нереверсивные. Номинальная частота вращения 2500 об/мин (при $n_{дв} = 1000$ об/мин), подача 55 м³/ч, давление нагнетания 0,6 МПа.

Корпус 2 насоса (рис. 75) представляет собой отливку из чугуна с двумя цилиндрическими расточками для установки ко-

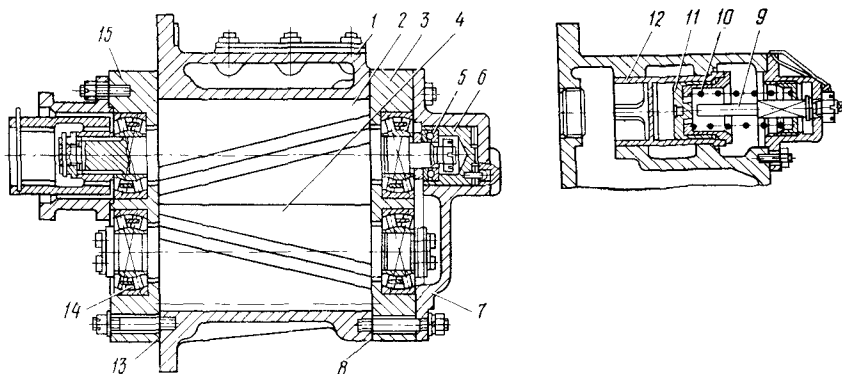


Рис. 74. Насос масляный МШ-120:

1 — корпус; 2 — шестерня ведущая; 3, 15 — плиты подшипников; 4 — ведомая шестерня; 5 — упорный подшипник; 6 — разгрузочный поршень; 7 — крышка; 8, 13 — лакокотканевые прокладки; 9 — стержень; 10 — пружина; 11 — поршень; 12 — клапан; 14 — подшипник

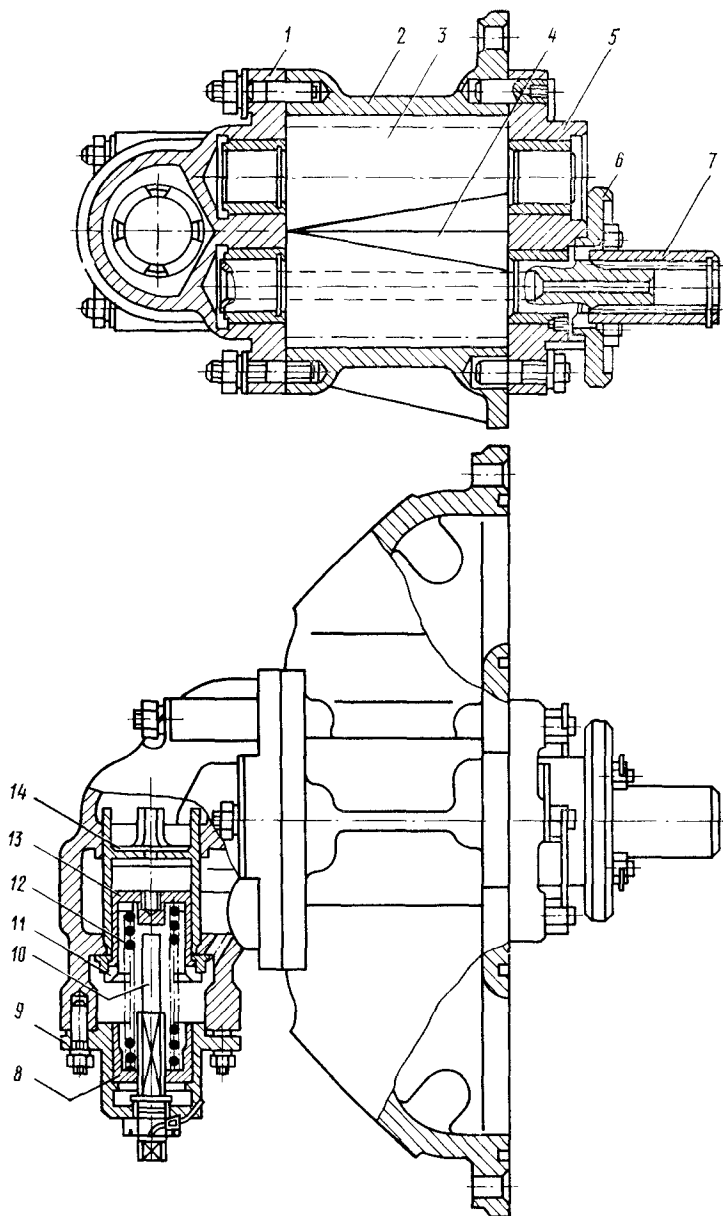


Рис. 75. Насос масляный МШ-40:

1 — крышка; 2 — корпус; 3, 4 — стальные косозубые шестерни; 5 — плата;
6 — центрирующая втулка; 7 — соединительная муфта; 8 — пробка; 9 — крыш-
ка; 10 — стержень; 11 — втулка; 12 — пружина; 13 — поршень; 14 — клапан

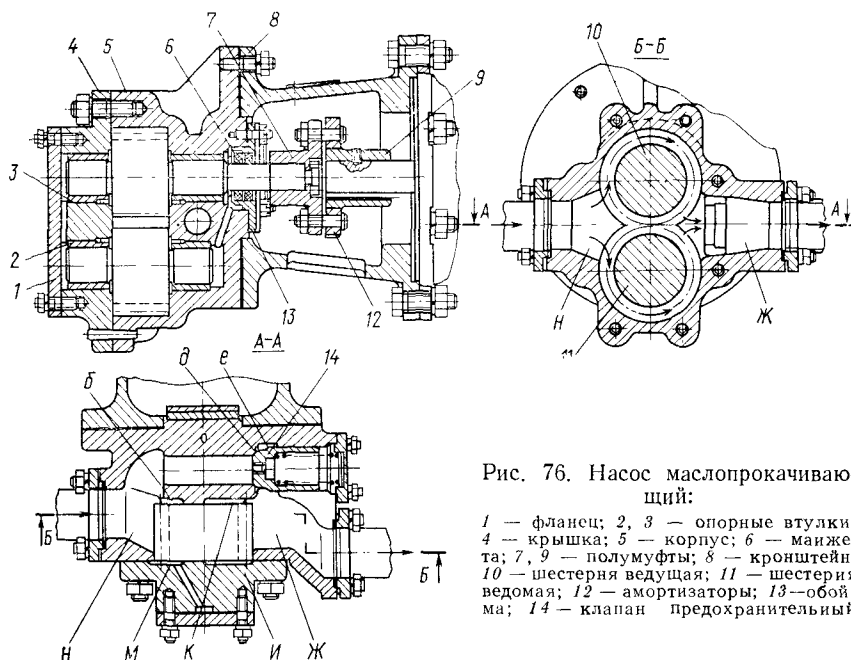


Рис. 76. Насос маслопрокачивающий:

1 — фланец; 2, 3 — опорные втулки; 4 — крышка; 5 — корпус; 6 — манжета; 7, 9 — полумуфты; 8 — кронштейн; 10 — шестерня ведущая; 11 — шестерня ведомая; 12 — амортизаторы; 13 — обойма; 14 — клапан предохранительный

созубых шестерен 3 и 4. Корпус закрыт крышкой 1 и плитой 5, в которые впрессованы бронзовые втулки подшипников, служащих опорами вращающихся шестерен. Ведущая шестерня 4 приводится во вращение соединительной муфтой 7. На корпусе привода насос центрируется с помощью втулки 6. Заданное рабочее давление поддерживается перепускным клапаном.

При повышении давления поршень 13, сжимая пружину 12, перемещается вместе с клапаном 14 до упора в стержень 10. Когда давление превышает 0,75 МПа, перемещается один клапан. При этом открывается канал, соединяющий нагнетательную и всасывающую полости, чем обеспечивается перепуск масла.

Насос маслопрокачивающий. Насос (рис. 76) шестеренного типа, крепится к фланцу электродвигателя с помощью кронштейна 8 и вместе с двигателем прикреплен к раме дизеля. В крышке и корпусе имеются соосные расточки, в которых установлены бронзовые втулки, выполняющие роль опор валов ведущей и ведомой шестерен. Плотность насоса обеспечивается крышкой 1 и манжетами 6, расположенными в обойме 13. Насос предназначен для автономной подачи в дизель масла перед пуском и после остановки, т. е. когда не работает основной насос.

При вращении шестерен масло засасывается из ванн в полость *н* и переносится в нагнетательную полость *ж*, откуда под давлением поступает в масляную магистраль дизеля. Заполнение впадин зубьев шестерен обеспечивается полостью *б* в корпусе и поло-

стью *м* в крышке с всасывающей полостью *н*. Полости *к* и *и* служат для отвода защемленного объема масла из вошедших в зацепление зубьев шестерен. В корпусе насоса установлен предохранительный клапан *14*, который при повышении давления перепускает избыток масла в полость всасывания.

К подшипникам масло поступает из нагнетательной полости по каналам в корпусе. Зазоры в подшипниках: установочный 0,06—0,102 мм, допускаемый 0,15 мм. При установке шестерен радиальный зазор между корпусом и зубьями от 0,065 до 0,140 мм, торцовый зазор от 0,10 до 0,20 мм.

3. Охладители и фильтры очистки масла

Охладитель масла. Для отвода тепла, выделяющегося в масло от трущихся деталей, и при охлаждении поршней используется охладитель (рис. 77). Водяная полость охладителя разделена пополам перегородкой *5* в крышке *11*. Вода циркулирует в охлаждающей секции по оребренным трубкам *6*, закрепленным в передней *3* и задней *16* трубных досках. Для улучшения теплообмена в охлаждающей секции установлены сегментные перегородки *13*, создающие поперечное омывание масляного пучка. Стык перегородок и корпуса уплотнен резиновым шнуром *14*. Температурные удлинения трубок охлаждающей секции вызывают перемещения задней трубной доски *16*, которая уплотняется в корпусе *2* и крышке *1* двумя резиновыми кольцами. Положение секции относительно корпуса фиксируется штифтом *19*.

Вода в охладитель поступает по патрубку *г* передней крышки, проходит по трубкам *6* одной половины секции, затем по трубкам другой половины и выходит из патрубка *д*. Масло в охладитель поступает по трубопроводу в раме через отверстие в кронштейне *15*, проходит в межтрубном пространстве и выходит через кронштейн *8*.

Фильтр масла центробежный. Ротор фильтра (рис. 78) вращается на оси *2*. В крышке *4* ротора установлены 2 сопла *15* и 2 отбойника *14*. Опорами ротора служат бронзовые втулки *6* и *13*, запрессованные в корпус и крышку ротора, а также упорный подшипник *3*, воспринимающий нагрузку от массы ротора и зафиксированный на оси пружинным кольцом *5*. В колпаке *8* запрессована втулка *11*, служащая опорой для верхнего конца оси. Внутренняя стенка корпуса ротора покрыта бумажной прокладкой *10*, что облегчает удаление отложений продуктов износа из масла при очистке фильтра.

К колпаку прикреплен кронштейн *1*, где размещен запорно-регулируемый клапан, автоматически отключающий фильтр при падении давления масла ниже 0,25 МПа, а также предназначенный для ручного отключения фильтра. Прозрачная пробка *12* позволяет наблюдать за вращением ротора в работе. Стык кронштейна *1* и колпака *8* уплотнен резиновым кольцом *7*.

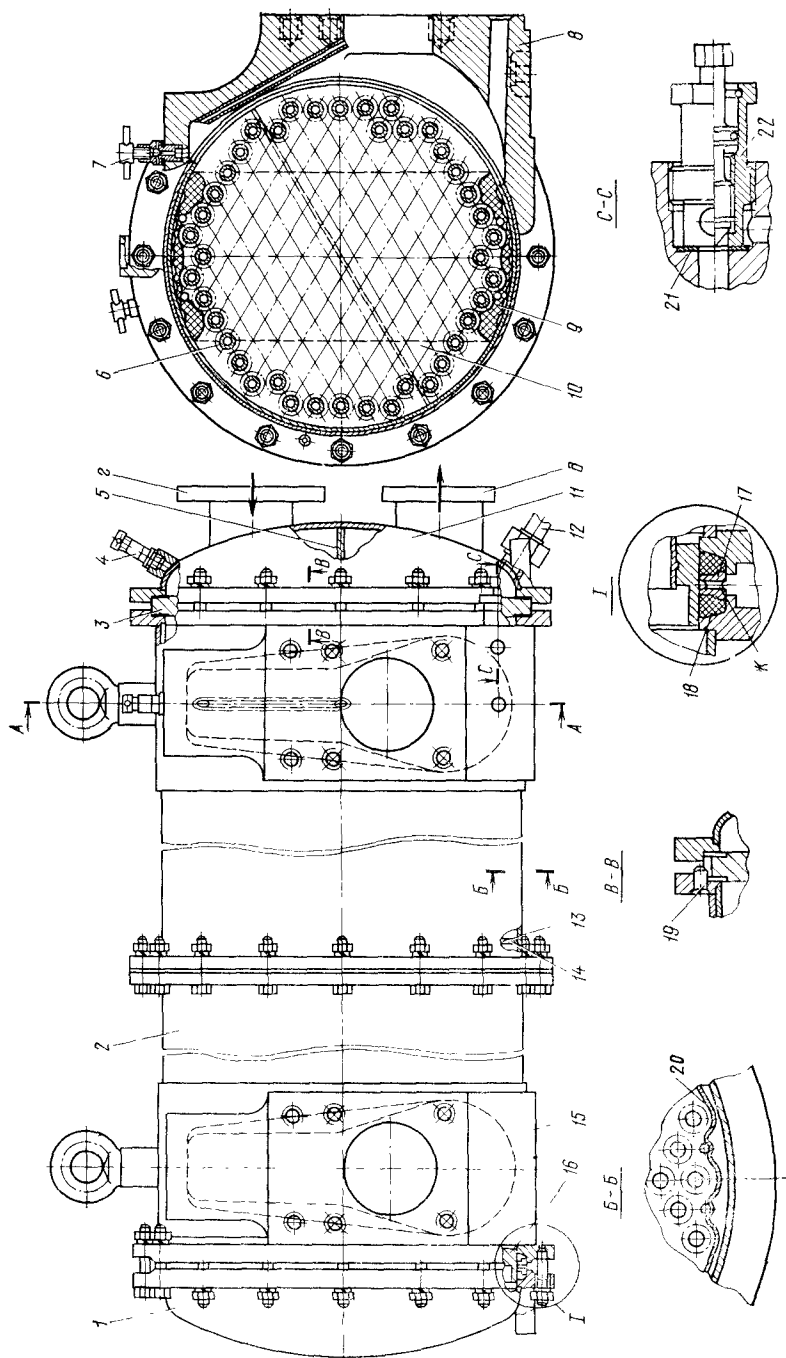


Рис. 77. Охладитель масла:

1, 11 — крышки; 2 — корпус; 3, 16 — доски трубные; 5, 13 — перегородки; 6 — охлаждающие трубки; 8, 15 — кронштейны; 9, 20 — заполнители; 10 — секция охлаждающая; 12 — труба; 14 — шпур; 17 — кольцо промежуточное; 18 — кольцо уплотнительное; 19 — штифт; 21 — прокладка; 22 — вентиль для слива масла; 2 — патрубки; 20 — отверстие лотинговое.

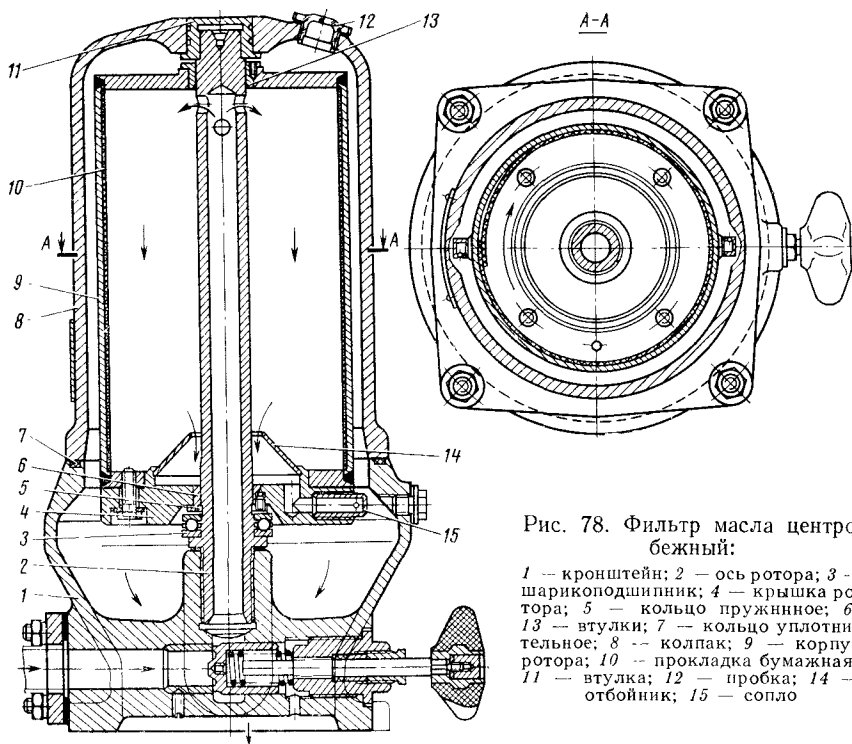


Рис. 78. Фильтр масла центробежный:

1 — кронштейн; 2 — ось ротора; 3 — шарикоподшипник; 4 — крышка ротора; 5 — кольцо пружинное; 6, 13 — втулки; 7 — кольцо уплотнительное; 8 — колпак; 9 — корпус ротора; 10 — прокладка бумажная; 11 — втулка; 12 — пробка; 14 — отбойник; 15 — сопло

Масло подается в фильтр через канал в кронштейне, запорно-регулирующий клапан и отверстия в оси. Пройдя между отбойником 14 и осью 2 по каналу в крышке, масло поступает к соплам 15. Вытекая из сопел, масло развивает реактивную силу, заставляющую ротор вращаться. Под действием центробежных сил механические примеси и другие включения оседают на прокладке 10. Чистое масло стекает через окна в кронштейне в раму дизеля.

В процессе эксплуатации при техническом обслуживании разбирают центробежный фильтр для очистки внутренней полости ротора от отложений. При разборке и сборке фильтра необходимо обращать внимание на установку сопел в заданное положение, так как это обеспечивает создание реактивного момента для вращения ротора.

Фильтр полнопоточный. Для тонкой очистки масла предназначен полнопоточный фильтр (рис. 79), применяемый на дизелях 16ЧН 26/26. В корпусе фильтра установлены элементы типа «Нарва-6». К основанию 1 прикреплены четыре корпуса 5. Стык уплотнен резиновыми кольцами 3. Нижние фильтрующие элементы установлены на стакан 2. Между фильтрующими элементами 6 расположены втулка и опора 4. В корпусах 5 ввернуты пе-

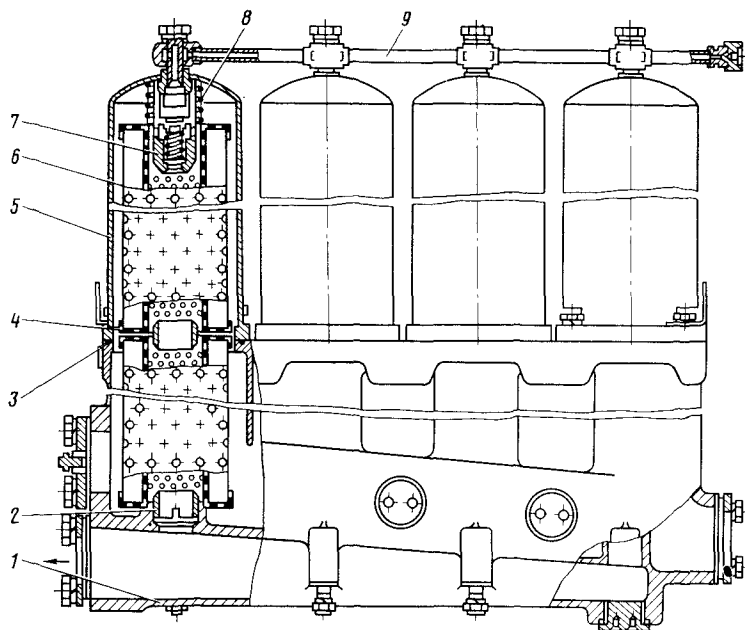


Рис. 79. Фильтр масла полнопоточный:

1 — основание корпуса; 2 — стакан; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — опора; 5 — корпус; 6 — фильтрующий элемент; 7 — перепускной клапан; 8 — пружина; 9 — труба

репускные клапаны 7 тарельчатого типа, предохраняющие фильтрующие элементы от разрушения при повышении перепада давлений. Фильтрующие элементы поджимаются пружиной 8. Предохранительный клапан состоит из корпуса, пружины, регулировочной гайки и стопорного винта.

На дизель-генераторах 1А-9ДГ выпуска до 1975 г. полнопоточный фильтр не применялся. Введение полнопоточного фильтра позволило существенно улучшить фильтрацию масла и повысить надежность и износостойкость узлов трения дизеля. В эксплуатации необходимо постоянно следить за состоянием фильтрующих элементов «Нарва-6» и периодически их заменять. При работе с загрязненными элементами создается повышенный перепад давлений, открывается перепускной клапан и часть масла идет в дизель без необходимой фильтрации. Новые фильтрующие элементы тщательно осматривают на отсутствие трещин, надрывов и других повреждений.

4. Схемы систем охлаждения

Внутренняя часть систем охлаждения всех тепловозных дизелей типа Д49 однотипна. Вода из системы охлаждения поступает по раздаточным магистралям вдоль блока к обоим рядам цилинд-

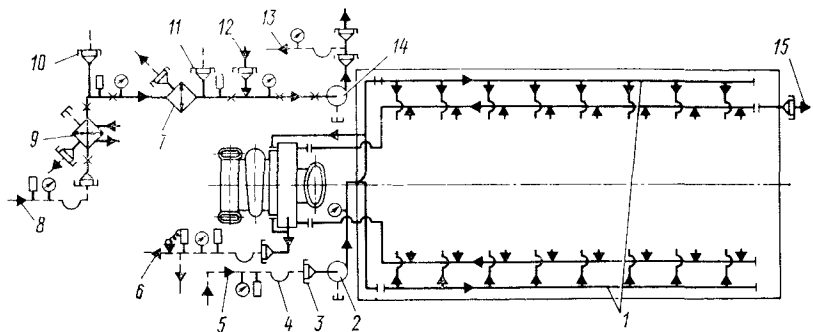


Рис. 80. Двухконтурная система охлаждения тепловозного дизеля 16ЧН 26/26

ров, вводится в зарубашечные полости втулок в их нижней части, омывает втулки и через трубки поступает в полости охлаждения крышек цилиндров. Из крышек вода перетекает в охлаждаемые пространства выпускных коллекторов, откуда по трубам направляется на охлаждение корпусов турбокомпрессора и далее вновь в систему охлаждения. Конфигурация полостей внутреннего контура отработана таким образом, чтобы избежать появления воздушных (паровых) мешков и застойных зон и обеспечить наиболее рациональное поле скоростей омывания охлаждаемых поверхностей. В построении внешней части контура охлаждения, определяющего путь воды вне внутренней части схемы, а также в порядке прокачки охладителей воздуха и масла имеется ряд различий.

Наиболее распространенной является двухконтурная внешняя система охлаждения (рис. 80). Она применяется на дизель-генераторах 1А-9ДГ, 2А-9ДГ, 2В-9ДГ, 3-9ДГ, 26ДГ, а также дизелях 3А-6Д49 и имеет два контура охлаждающей жидкости: горячий и холодный. В горячем контуре вода поступает из холодильников тепловоза по трубе 5 через гибкий патрубок 4 и входной патрубок 3 в центробежный насос 2 горячего контура, приводимый в действие от коленчатого вала дизеля. Из насоса вода поступает во внутреннюю часть системы охлаждения дизеля по трубам 1, откуда по трубе 6 вновь направляется в холодильник тепловоза. В холодном контуре вода из холодильников поступает по трубе 8 в охладитель масла 9, а затем в охладитель наддувочного воздуха 7 и далее в насос 14 холодного контура, который по трубе 13 направляет воду вновь в холодильники тепловоза. Контур системы имеют уравнивательные связи (патрубки 10, 11), соединены с расширительным баком тепловоза (подвод 12), имеют отвод на калорифер тепловоза патрубком 15, необходимые спускные краны и пробки для удаления воздушных мешков, а также для спуска отстоя. В системе предусмотрена установка необходимого числа контрольно-измерительных приборов и датчиков аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Секции холодильника тепловоза разделены на две группы: для горячего и холодного контуров. Их число и размещение относительно потока воздуха выбираются из соображений обеспечения требуемой интенсивности теплоотвода из каждого контура, поскольку температура регулируется воздействием на вентиляторы холодильной камеры, обслуживающие одновременно оба контура. В противном случае может выявиться несоответствие при работе тепловоза, например, переохлаждение масла при нормальной температуре воды горячего контура. Однако опыт эксплуатации показывает, что одной разбивкой секций холодильника между горячим и холодным контурами невозможно добиться поддержания температуры масла и воды в требуемых узких пределах на всех режимах. В связи с этим на новейших типах отечественных магистральных тепловозов число секций холодного контура выбирается с некоторым избытком по теплосъему, а в контур циркуляции масла устанавливают терморегулятор, поддерживающий температуру масла в узких пределах независимо от работы горячего контура.

По мере роста форсирования дизелей все более остро возникала проблема размеров тепловозной холодильной камеры. В связи с этим на большинстве новых отечественных магистральных тепловозов с дизелями 1А-9ДГ, 3-9ДГ, 2А-9ДГ была предусмотрена возможность перевода системы охлаждения в режим высокотемпературного охлаждения, для чего введена герметизация системы, а на расширительном баке установлен подпорный клапан, оттарированный на давление 0,05—0,07 МПа. При работе в жарких климатических зонах в расширительный бак подавался из тормозной магистрали воздух под давлением около 0,05 МПа, что повышало давление во всей магистрали и поднимало точку вскипания воды. Ввиду этого допустимая температура воды горячего контура была повышена до 104 °С, что существенно увеличило температурный напор в водовоздушных теплообменниках тепловоза и улучшило их теплорассеивание. В дальнейшем на ряде тепловозов от системы наддува воздухом отказались. Переход системы охлаждения в режим высокотемпературного охлаждения стал осуществляться автоматически за счет естественного испарения в расширительном баке и действия подпорного клапана.

Одноконтурный вариант внешней системы охлаждения применен на дизель-генераторе 1-9ДГ (рис. 81). В ней используется один водяной насос 8 центробежного типа, приводимый в действие от коленчатого вала дизеля. Вода поступает из тепловозных холодильников по трубе 15 через гибкое соединение 14 на охладитель масла 13, далее по трубе 12 на охладитель наддувочного воздуха 11 и по трубе 10 на всасывание водяного насоса 8. От насоса вода нагнетается по трубам 5 и 7 к втулкам цилиндров, проходит, как описывалось выше, внутренний контур охлаждения дизеля и через патрубков 2 отводится в холодильники тепловоза. В системе установлены обратный клапан 4 и регулируемая перепускная заслон-

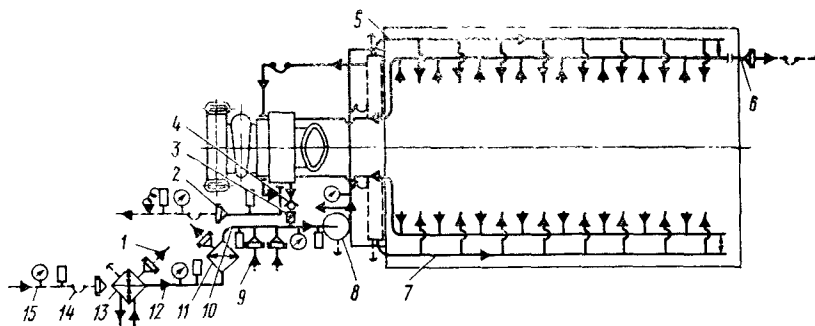


Рис. 81. Одноконтурная система охлаждения тепловозного дизеля 16ЧН 26/26 (штриховой линией показана система трубопровода тепловоза)

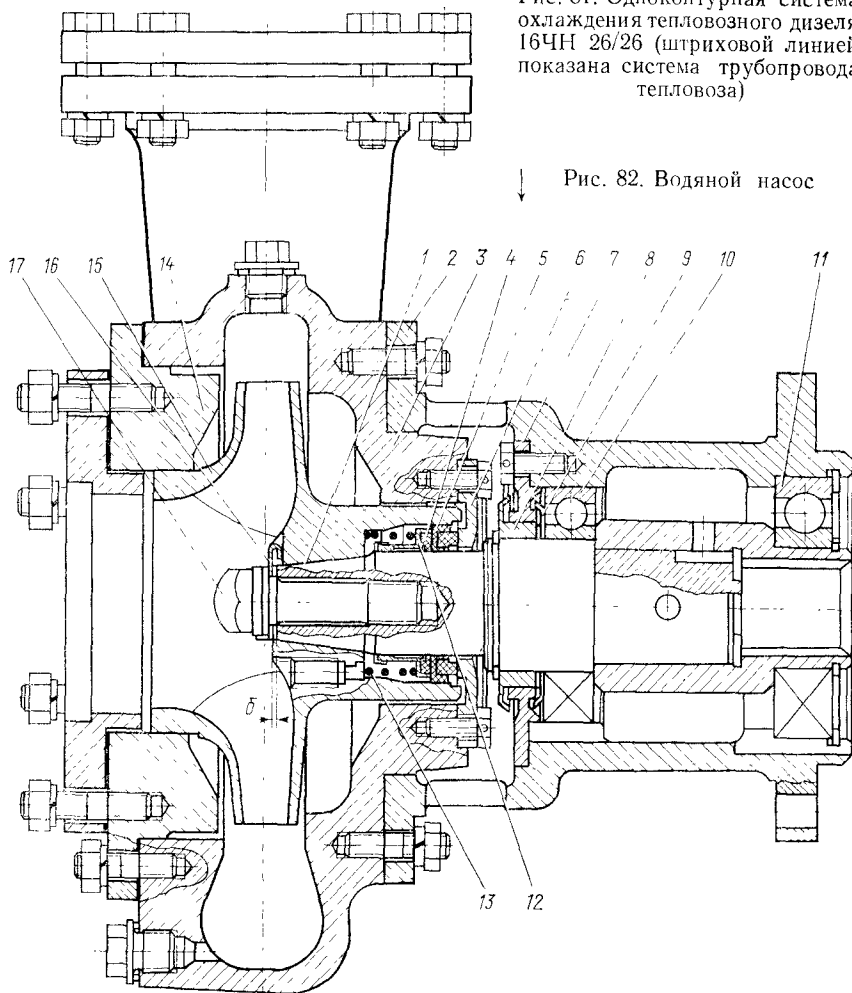


Рис. 82. Водяной насос

ка 3. Они образуют линию возврата части горячей воды на всасывание насоса 8 мимо холодильников тепловоза. При открытии этой заслонки количество воды, протекающей через холодильник тепловоза, уменьшается, вследствие чего ее температура на выходе из холодильника и входе в охладитель масла понижается. За счет этого можно несколько понизить температуру масла на выходе из маслоохладителя, но одновременно будет расти температура воды на входе в дизель. Таким образом, при регулировке положения заслонки следует выбирать некоторое оптимальное для данного сезона положение, позволяющее удержать в требуемых пределах температуры как масла, так и воды. По инструкции на дизеле положение заслонки регулируется сезонно, по перепаду температур воды на холодильниках тепловоза.

Обратный клапан 4 необходим на случай прогрева или охлаждения неработающего дизеля путем прокачки через него воды от внешнего насоса: он направляет воду при прокачке через неработающий насос 8 в двигатель и не допускает ее перетока по более короткому контуру: через заслонку и корпус турбокомпрессора на выход в патрубок 2. В системе предусмотрен также ряд вспомогательных патрубков и пробок: 1 — для слива части воды в систему тепловоза через переднюю крышку охладителя; 6 — для отвода горячей воды на калориферы кабин тепловоза; 9 — для соединения с расширительным бачком. Система оборудована несбходимыми приборами и датчиками сигнализации и защиты.

Преимущество системы в простоте конструкции, наличии всего одного насоса. В то же время в одноконтурной системе усложняется при резких изменениях температуры окружающей среды обеспечение нормальных температур воды и масла из-за трудностей нахождения оптимального положения заслонки.

Водяной насос. Одним из основных узлов системы охлаждения является центробежный водяной насос (рис. 82). Насос состоит из чугунного корпуса 3, чугунной станины 2, чугунной всасывающей головки 17 с фланцем, образующих остов насоса. Выполненное из нержавеющей стали рабочее колесо 16 насажено на конус стального вала 1 и закреплено на нем болтом 14, контрннм замочной пластиной 15. Вал вращается в двух шарикоподшипниках 10 и 11, смазываемых маслом от дизеля через отверстие в приводном шлицевом вале. Масло стекает по пазам станины в картер дизеля. Насос имеет два уплотнения: водяной и масляной полостей. В станине имеются окна, не допускающие попадания масла в воду и воды в картер.

Водяная полость уплотнена торцовым контактным уплотнением, состоящим из углеродистого кольца 5, притертого к стальному каленому фланцу 6. Кольцо 5 прижимается к фланцу пружиной 13 через обойму 12 и втулку 4. Уплотнение масляной полости бесконтактное, динамическое. Оно образовано отражателем 9, втулкой отражателя 8 с маслосгонной резьбой и фланцем лабиринта 7.

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И МОЩНОСТИ

1. Схема регулирования мощности дизель-генератора

Тепловозные дизели и дизель-генераторы типа Д49 оборудуются всережимными регуляторами. Совместно с тепловозной системой управления эти регуляторы обеспечивают управление частотой вращения и нагрузкой дизелей. В серийном производстве нашли применение две основные системы регулирования частоты и мощности для тепловозов: с электропередачей и с гидропередачей.

На тепловозах с электропередачей современных типов система регулирования построена таким образом, что машинист, устанавливая контроллер на ту или иную позицию, задает одновременно дизелю определенную частоту вращения и определенное выдвижение реек топливных насосов. Поскольку цикловая подача топлива на данной частоте вращения определяется выдвижением реек, то при неизменных внешних условиях (температура, давление, влажность) этому выдвижению реек на установившемся режиме соответствует определенный вращающий момент дизеля. При заданной частоте вращения вала это означает, что дизель на данной позиции контроллера имеет определенную (с некоторыми возможными отклонениями) мощность. По значениям этих параметров, соответствующих каждой позиции контроллера, можно построить тепловозную характеристику.

На дизеле установлен и приводится в действие от его вала объединенный регулятор частоты вращения и мощности (рис. 83), включающий регулятор частоты $РЧ$, механизм управления частотой $МУЧ$ и регулятор мощности $РМ$ с индуктивным датчиком $ИД$. Генератор $Г$ приводится во вращение от вала дизеля $Д$ и работает на нагрузку $Н$. Возбудитель $В$ также приводится во вращение от вала дизеля. Регулятор частоты $РЧ$ поддерживает заданную контроллером $К$ через механизм управления частотой $МУЧ$ частоту вращения вала дизеля, воздействуя тягой управления $ТУ$ на рейки топливных насосов высокого давления $Т$.

Регулятор мощности $РМ$ сравнивает положение тяги $ТУ$ с положением исполнительного органа $МУЧ$ и в случае их взаимного несоответствия приводит в движение индуктивный датчик $ИД$. Сигнал этого датчика складывается в автомате управления нагрузкой $АУН$ с сигналом от блока задания возбуждения $БЗВ$.

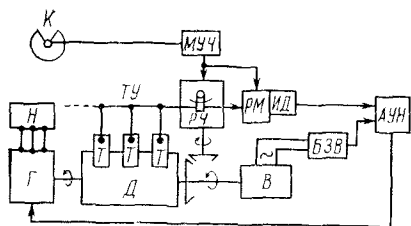


Рис. 83. Схема регулирования частоты и мощности тепловозного дизель-генератора

Величина сигнала *БЗВ* определяется частотой электрического тока, вырабатываемого возбудителем *В*, которая пропорциональна частоте вращения вала дизеля. Автомат управления нагрузкой *АУН* управляет возбуждением генератора *Г*, задавая ток возбуждения, пропорциональный сумме сигналов от блока задания возбуждения и индуктивного датчика. Система рассчитана таким об-

разом, что основную часть нагрузки определяет *БЗВ*, а сигнал *ИД* догружает дизель до требуемого значения, меняя его нагрузку в сравнительно небольших пределах. При этом он компенсирует нечувствительность *БЗВ* к изменениям нагрузки. В зависимости от конкретных особенностей того или иного типа тепловоза *ИД* вступает в работу, начиная с той или иной позиции контроллера. На более низких позициях возбуждение тягового генератора обеспечивает только сигнал *БЗВ*.

2. Объединенный регулятор частоты и мощности типа 7РС

Регулятор типа 7РС применяется на дизель-генераторах 1-9ДГ, 1А-9ДГ, 2В-9ДГ, 3-9ДГ. Он представляет собой гидромеханический регулятор непрямого действия, обеспечивающий одновременное регулирование частоты и нагрузки. Выпускается несколько модификаций регуляторов 7РС.

Регулятор объединяет в одном узле изодромный регулятор частоты вращения вала дизеля, механизм дистанционного управления, позволяющий управлять частотой по пятнадцати позициям контроллера, останавливать дизель, выключая подачу топлива, сбрасывать часть нагрузки, задаваемую индуктивным датчиком, а также астатический регулятор выдвижения тяги управления рейками топливных насосов в зависимости от заданной частоты — регулятор мощности. Масляная система регулятора автономная. Встроенные в общий корпус регулятора масляный насос и пружинные поршневые аккумуляторы поддерживают в системе постоянное давление масла и обеспечивают подачу дополнительных порций масла под давлением во время резких перемещений поршней. Масляная ванна регулятора размещена в его корпусе. Уровень масла в регуляторе контролируют по специальному масломерному стеклу.

Конструктивно регулятор представляет собой (рис. 84) блок из трех стянутых болтами корпусов: верхнего 7, среднего 4 и нижнего 1, плиты 2, проставка 10 и крышки 9. В нижнем чугунном

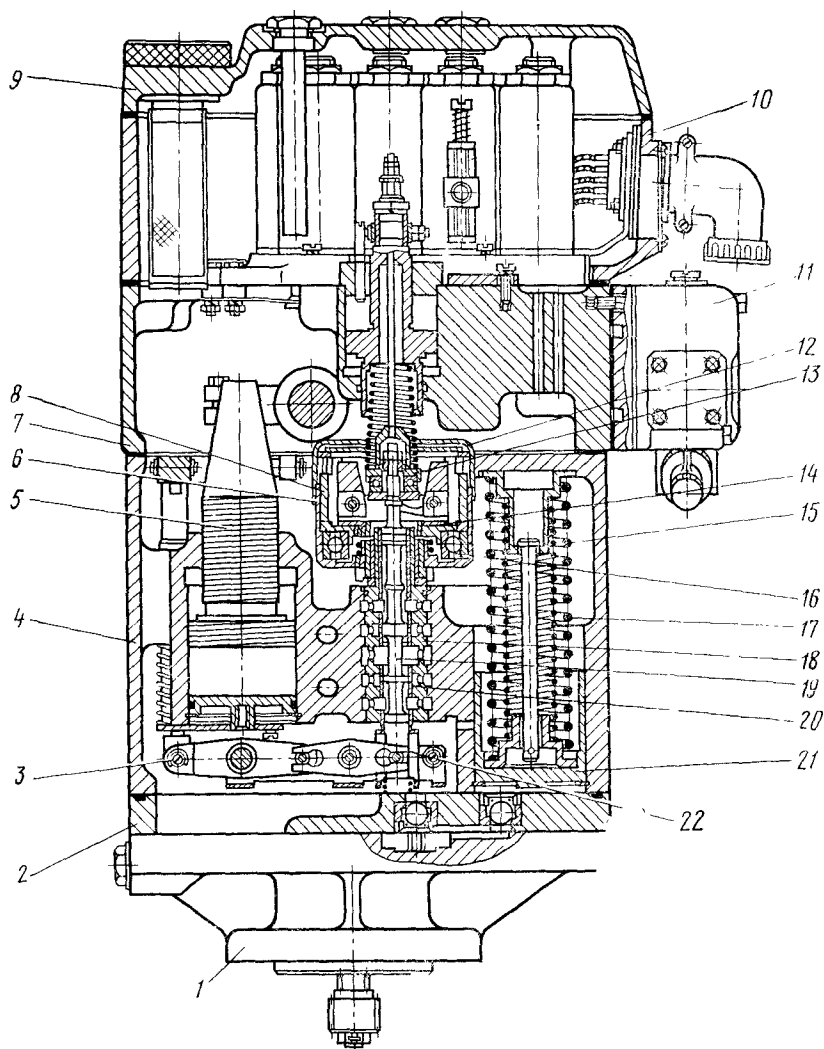


Рис. 84. Объединенный регулятор частоты и мощности 7PC2

корпусе 1 расположен шестеренный масляный насос, стальная ведущая шестерня которого выполнена заодно с приводным валом. На наружном конце этого вала насажена на шлицах полумуфта для соединения с приводом от вала дизеля. Вал уплотнен самоподжимным резиновым сальником, закрепленным крышкой. Вал ведомой шестерни масляного насоса проходит сквозь плиту 2 в средний чугунный корпус 4. На его верхний конец насажена шестерня, входящая в зацепление с шестернями втулки механизма

управления частотой и измерителем частоты. В чугунной плите 2 установлены четыре шариковых клапана, обеспечивающие работу масляной системы регулятора при любом направлении вращения его приводного вала. В среднем корпусе 4 размещены два аккумулятора, каждый из которых имеет стальной поршень 21, нагруженный пружинами 15 и 17. Колодец одного из поршней имеет боковое отверстие для перепуска на слив лишнего масла при полностью заряженных аккумуляторах.

В корпусе 4 размещены также основные механизмы регулятора: измеритель частоты вращения, золотниковая часть, силовой и дополнительный поршни 5 управления подачей топлива и обратной связи, а также рычажная передача 3 механизма обратной связи.

Измеритель частоты вращения состоит из стального корпуса 6 с приводной шестерней и втулкой и запрессованного в него по внешнему диаметру подшипника 16. На внутреннее кольцо подшипника опирается траверса 14 с грузами. Вращение от корпуса на траверсу передается через пружину. На корпусе неподвижно закреплено верхнее кольцо 8, кулаки которого входят в пазы траверсы 14. В пазах, кроме того, расположены пружины, прижатые крышкой 12. Снаружи измеритель закрыт стальным колпаком. Полости между кулаками и траверсой во время работы регулятора заполнены маслом и в сочетании с упругостью пружины и массой траверсы 14 с закрепленными на ней деталями, а также с пружинами играют роль пружинно-гидравлического гасителя колебаний частоты вращения измерителя при неравномерном вращении приводного вала. Работа этого демпфера определяет высокую стабильность частоты вращения вала дизеля и отсутствие вибрации реек топливных насосов. Грузы лапками входят в пазы тарелки 13 и при вращении измерителя увлекают за собой золотник 19. Измеритель вращается на цилиндрической шейке бусы 20, неподвижно установленной в среднем корпусе.

В бусе имеются расточки, отверстия и пазы, которые образуют совместно с неподвижной втулкой 18, подвижной втулкой 22 и золотником 19 систему каналов управления силовым и дополнительным поршнями. Силовой поршень серводвигателя управления подачей топлива через серьгу и рычаг передает движение валу, непосредственно соединяемому с тягами управления подачей топлива. Силовой и дополнительный поршни по принципу действия выполнены как дифференциальные. Их верхние, меньшие по площади торцы постоянно находятся под давлением масла, а большие по площади нижние торцы обращены в управляемые полости. Поршни соединены между собой и с подвижной втулкой 22 системы обратной связи таким образом, что перемещение втулки вверх или вниз пропорционально алгебраической сумме перемещений этих двух поршней в ту же сторону. При совершенствовании конструкции регуляторов в цилиндр дополнительного поршня был введен буферный поршень с центральным дросселем,

удерживаемый в среднем положении двумя встречно действующими пружинами и имеющий ограниченный определенным образом ход от этого среднего положения в одну и другую сторону (на чертеже не показан)

В верхнем корпусе 7 регулятора расположены механизмы управления частотой, выключения подачи топлива и перевода индуктивного датчика на упор минимальной нагрузки, а также золотниковая и рычажная части регулятора мощности. Серводвигатель 11 регулятора мощности с индуктивным датчиком установлен на верхнем корпусе снаружи и прифланцован к нему через переходную плиту.

Как уже упоминалось, регулятор частоты вращения дизеля объединенного регулятора является изодромным, т. е. поддерживает заданную частоту вращения вала дизеля постоянной независимо от изменений нагрузки. Такие регуляторы имеют системы жестких и гибких обратных связей для обеспечения изодромного режима регулирования, необходимой устойчивости, быстрого восстановления частоты вращения при возмущениях и по возможности минимальной колебательности переходных процессов. В регуляторах 7РС выбрана схема регулятора непрямого действия со следящим поршнем, связанным с втулкой золотника кинематической отрицательной обратной связью, дополненная поршневым механизмом кинематической положительной обратной связи. Регулятор со следящим поршнем имеет значительную степень неравномерности, которая в процессе регулирования компенсируется поршнем положительной обратной связи. Благодаря этому у регуляторов 7РС отпала необходимость в традиционных органах настройки изодрома в эксплуатации — дроссельных иглах и регулируемых пружинах, которые имеют большинство других регуляторов, в том числе все регуляторы Д100.

Рассмотрим условно раздельное действие узла регулятора со следящим поршнем и узла поршневой обратной связи (рис. 85). При установившемся режиме работы дизеля силовой поршень находится в положении, соответствующем фактической подаче топлива. Золотник 2 удерживается в среднем по высоте положении находящимися в равновесии центробежными грузами и всережимной пружинной 1 и своим верхним пояском перекрывает окно в неподвижной втулке 3, соединенное с управляемой полостью Б дополнительного поршня обратной связи. Дополнительный поршень неподвижен и находится по высоте в таком положении относительно силового поршня, при котором подвижная втулка 5, связанная с этими двумя поршнями суммирующими рычагами, находится также в своем среднем положении. В этот момент нижний пояс золотника 2, находящегося в среднем положении, перекрывает окно также и в подвижной втулке 5. Канал от окна подвижной втулки, соединенный с управляемой полостью А, закрыт и силовой поршень также неподвижен.

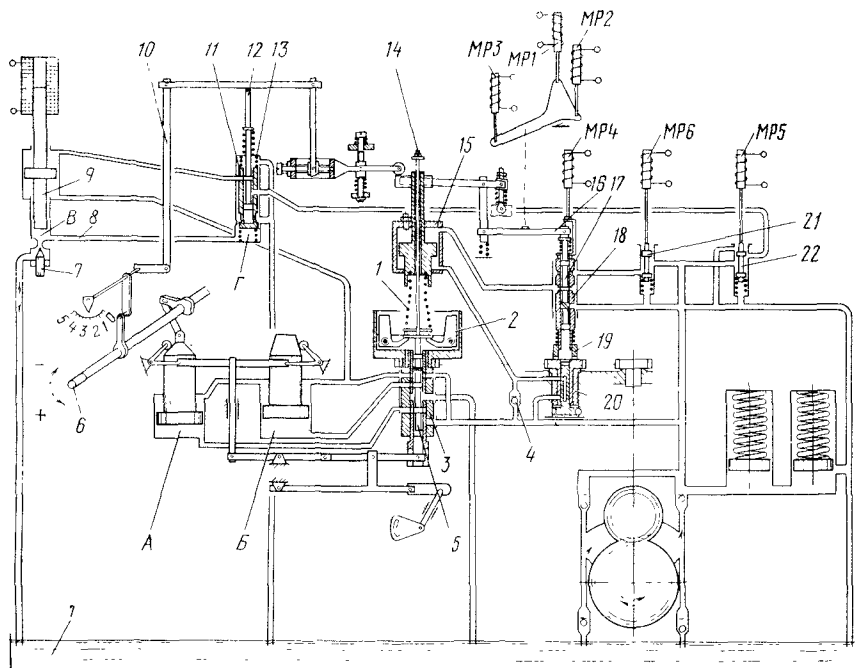


Рис. 85. Схема объединенного регулятора частоты и мощности типа 7PC2

В случае *резкого увеличения (наброса) нагрузки на двигатель* из-за постоянной подачи топлива частота вращения вала начнет снижаться и в связи с пропорциональным ей уменьшением центробежной силы грузов золотник 2 начнет смещаться вниз под действием пружины 1. Каждой новой частоте будет соответствовать свое положение золотника по высоте, соответствующее новой точке равновесия между центробежной силой грузов и силой пружины 1. Сместившись вниз, золотник откроет окно во втулке 5 на слив. Силовой поршень быстро пойдет вниз на увеличение подачи топлива, выжимая на слив масла из камеры А, и остановится в положении, в котором связанная с ним рычагами подвижная втулка 5, двигаясь вниз, догонит золотник и перекроет своим пояском окно. Таким образом, каждому положению золотника 2 будет соответствовать определенное положение силового поршня, т. е. узел регулятора работает с определенной степенью неравномерности. Если увеличение подачи топлива оказалось недостаточным, то в этот момент частота вращения перестанет падать, двигатель будет работать с повышенной нагрузкой на пониженной частоте. Если подача топлива увеличилась недостаточно, частота будет падать до тех пор, пока подача его не достигнет нужного значения. Если же увеличение подачи оказалось больше необ-

ходимого, то частота начнет расти, золотник под действием увеличившейся центробежной силы грузов пойдет вверх, и, следуя за ним, силовой поршень будет уменьшать подачу топлива, пока между моментами дизеля и нагрузки не наступит равновесие и золотник не остановится. На этом заканчивается первая условная фаза переходного процесса. Дизель работает с новой увеличенной нагрузкой на пониженной частоте.

Рассмотрим работу поршневого механизма положительной обратной связи, условно приняв, что он вступает в действие после установления новой нагрузки и частоты, как описано выше (вторая условная фаза переходного процесса).

Поскольку золотник 2 оказался в результате процессов регулирования ниже исходного положения, то его верхний поясок соединил окно неподвижной втулки 3 с масляным аккумулятором, масло под давлением начало поступать в полость Б и дополнительный поршень перемещается вверх, смещая через рычаги вверх также и подвижную втулку 5. В этом случае окно в ней вновь соединится со сливной полостью, силовой поршень с большой скоростью начнет смещаться вниз, дополнительно увеличивая подачу топлива и возвращая через рычаги втулку 5 вновь в положение перекрыши.

Таким образом, если считать золотник 2 неподвижным, то на этом условно выделяемом этапе процесса регулирования силовой поршень будет перемещаться вниз на увеличение подачи пропорционально движению дополнительного поршня вверх. Такой процесс продолжался бы до выхода обоих поршней в крайние положения, если бы золотник 2 оставался неподвижным, поскольку окно во втулке 3 оставалось бы открытым. Но ввиду увеличившейся подачи топлива наступает новая фаза процесса: частота вращения вала дизеля растет и золотник 2 движется под действием центробежной силы грузов вверх, смещая соответственно вверх и точку перекрыши для втулки 5. Если это движение будет быстрее, чем движение втулки 5, то силовой поршень остановится и даже начнет движение вверх на уменьшение подачи, так как полость А окажется соединенной аккумулятором. Если втулка 5 будет опережать золотник, подача увеличится.

Такое действие механизма поршневой обратной связи будет продолжаться до того момента, пока частота вращения вала дизеля примет исходное значение и золотник 2, вернувшись в среднее положение, перекроет окно во втулке 3 и остановит дополнительный поршень. Таким образом, поршневая положительная обратная связь полностью компенсирует неравномерность регулирующего звена и обеспечивает изодромный характер регулирования частоты. Принцип действия элементов регулятора частоты аналогичен и при других видах возмущений — уменьшении нагрузки или изменении затяжки всережимной пружины.

В реальном переходном процессе нет принятого выше условного разделения на фазы. Оба механизма: измеритель со следя-

щим поршнем и положительная поршневая обратная связь действуют одновременно. Сходимость процесса регулирования и требуемое качество переходного процесса обеспечиваются выбором конструктивных форм и соотношений управляющих элементов. Так, окно во втулке 5 выполнено прямоугольным, а взаимодействующий с ним поясok золотника 2 имеет ту же высоту, что и окно (нулевая перекрыша). Это обеспечивает максимальное быстрое действие силового серводвигателя.

Окно в неподвижной втулке имеет сложную конфигурацию: прямоугольник с сегментными вырезами вдоль продольной оси, а перекрывающий его поясok золотника несколько больше по высоте, чем окно (положительная перекрыша). Такая форма способствует минимальной колебательности переходных процессов при небольших возмущениях, поскольку в этом случае поршневая обратная связь либо вообще не вступает в работу, либо действует с минимальной скоростью, так как открываемые пояском площади сечения малы. Наоборот, в случае резкого увеличения (броска) нагрузки или большого изменения затяжки всережимной пружины ввиду резкого и большого смещения золотника окна во втулках 3 и 5 одновременно откроются на большее сечение и оба поршня — силовой и дополнительный — начнут быстрое перемещение в противоположные стороны. Ввиду этого втулка 5 в этот период почти не будет смещаться и подача топлива увеличится сразу на значение, превышающее требуемое для новой нагрузки. Благодаря этому дизель резко изменит вращающий момент, первоначальное отклонение частоты будет минимальным. Однако такой переходный процесс будет носить затяжной и колебательный характер.

В процессе совершенствования регулятора в цилиндр дополнительного поршня был введен буферный поршень. Этот поршень имеет центральный дроссель и удерживается в среднем положении двумя пружинами небольшой жесткости, из которых верхняя упирается в неподвижное кольцо, вставленное в расточку цилиндра, а нижняя — в дно цилиндра. В момент открытия на большую площадь сечения окна втулки 3 (см. рис. 85), например в сторону напорной магистрали, масло под давлением пойдет в полость Б и оба поршня — дополнительный и буферный — начнут двигаться вверх синхронно с большой скоростью, что, как показано выше, будет сопровождаться быстрым увеличением подачи топлива. Но в момент остановки буферного поршня на верхнем упоре скорость дополнительного поршня резко уменьшится, так как в его камеру масло будет поступать через малое дроссельное отверстие в остановившемся буферном поршне. Силовой поршень, следящий за золотником 2, также остановится. Выбрав определенный ход буферного поршня в ту и другую сторону, можно этим ограничить резкое изменение подачи топлива отдельно при увеличении и отдельно при уменьшении нагрузки и таким способом улучшить переходный процесс. После окончания переходного процесса давление по обе стороны буферного поршня вы-

Таблица 9

Позиции контроллера	Частота вращения дизеля, об/мин	Включение электромагнитов				Позиции контроллера	Частота вращения дизеля, об/мин	Включение электромагнитов			
		MP1	MP2	MP3	MP4			MP1	MP2	MP3	MP4
0 и 1	350±20	—	—	—	—	9	720±20	+	—	—	—
2	395±20	—	—	+	+	10	770±20	+	—	—	+
3	445±20	—	—	+	—	11	815±20	+	—	+	—
4	490±20	—	+	—	+	12	860±20	+	+	—	+
5	535±20	—	+	—	—	13	910±20	+	+	—	—
6	580±20	—	+	+	+	14	955±20	+	+	—	+
7	630±20	—	+	+	—	15	1000±10	+	+	+	—
8	675±20	+	—	—	+						

Примечание. Знаком «+» отмечены включенные магниты.

равнивается и он возвращается под действием пружин в среднее положение.

Управление частотой вращения вала дизеля осуществляется машиноводом тепловоза с помощью контроллера и специального электрогидравлического механизма ступенчатого управления. Приемными устройствами этого механизма являются четыре электромагнита: *MP1*, *MP2*, *MP3* и *MP4*. Электромагниты включаются при переводе рукоятки контроллера машиниста по позициям (табл. 9). Сердечники электромагнитов *MP1*, *MP2* и *MP3* взаимодействуют с треугольной пластиной, передающей их перемещения через рычаг 16 на золотник 17. Геометрия пластины и величина ходов якорей магнитов выбрана таким образом, что ход золотника при срабатывании *MP2* вдвое больше, а *MP1* в 4 раза больше, чем при срабатывании *MP3*. Магнит *MP4* воздействует на втулку 18 золотника 17 и смещает ее при срабатывании на величину, равную половине хода золотника под действием магнита *MP3*. В состав механизма управления частотой входят также цилиндрическая шестерня 19, вращаемая шестерней привода измерителя, и неподвижная червячная шестерня 20 зафиксирована червяком. Масло из напорной магистрали регулятора поступает в две точки механизма управления: к золотнику 17 напрямую и в буферную полость поршня управления пружинной 1 через каналы корпуса, неподвижной червячной шестерни 20 и вращающейся шестерни 19. Система каналов выполнена так, что при каждом обороте шестерни 19 эти каналы совмещаются и пропускают масло. Площадь сечения канала для прохода масла регулируется поворотом червяка шестерни 20. Таким образом, система каналов образует регулируемый дроссель. Такая конструкция имеет весьма важное преимущество перед другими видами дросселей — высокую стабильность, меньшую чувствительность к загрязнениям и изменениям вязкости масла. Управляемая

камера 15 серводвигателя управления затяжкой всережимной пружины связана с выходным каналом золотникового механизма управления. Поршень этого серводвигателя через систему рычагов соединен с треугольной пластиной и золотником 17.

При срабатывании в той или иной комбинации магнитов *МР1*, *МР2* и *МР3* золотник смещается из среднего положения на определенную величину вниз, полость 15 соединяется с аккумулятором и поршень серводвигателя смещается вниз, затягивая пружину 1 до тех пор, пока он через рычажную передачу не вернет золотник 17 в исходное положение. При этом обратный клапан 4 закрывается и скорость перемещения поршня вниз определяется сопротивлением дросселя. Скорость эта выбирается из условий обеспечения необходимой динамики переходных процессов, о чем сказано выше. Срабатывание *МР4* приводит к смещению не золотника 17, а втулки 18, но в остальном работа механизма управления остается прежней. При отключении магнитов или изменении их комбинации на соответствующую меньшей частоте вращения золотник 17 идет под действием пружины вверх, полость 15 соединяется со сливной полостью и поршень механизма движется вверх, уменьшая затяжку пружины 1. Его скорость при этом больше, чем при движении вниз, так как масло из напорной магистрали поступает в буферную полость через клапан 4, минуя дроссель.

Для быстрого перевода тяг управления подачей топлива на нулевой упор в регуляторе предусмотрен золотник 21 на линии подвода масла к золотнику 17 и электромагнит *МР6*, управляющий золотником 21. Пока *МР6* включен, золотник 21 смещен вниз и пропускает масло под давлением к золотнику 17. При обесточивании *МР6* золотник 21 отжимается пружиной вверх, перекрывает масляный аккумулятор и соединяет золотник 17 со сливом. Так как оба входных канала золотника 17 оказываются соединенными со сливной полостью, то давление в камере 15 падает и поршень серводвигателя управления затяжкой всережимной пружины 1 поднимается вверх, своим верхним торцом опирается в тарелку 14 и через нее и шток поднимает вверх золотник 2 регулятора частоты. Как уже описывалось, при этом силовой поршень пойдет также вверх до упора и выключит подачу топлива, дизель остановится. Магнит *МР6* выполняет несколько задач в системе управления тепловозов. В цепь его питания через соответствующие соединения или промежуточные реле включены, кроме кнопки остановки дизеля, также контакт реле аварийной остановки дизеля по падению давления масла (на тепловозах с релейной защитой по маслу), контакт жидкостного манометра, контролирующего разрежение в картере, и межтепловозный соединительный кабель при управлении дизелем из другой секции тепловоза. Работая «на обесточивание», он останавливает дизель при разрывах цепи его питания указанными датчиками, при обрыве межтепловозного соединения или при обесточивании схемы управления.

Регулятор мощности. Тяги управления подачей топлива устанавливаются регулятором мощности в положение, соответствующее включенной позиции контроллера, путем воздействия на возбуждение генератора. Регулятор мощности необходим, так как работа тепловозной силовой схемы имеет ряд особенностей. Основную долю мощности, отдаваемой дизель-генератором на нагрузку, устанавливает блок задания возбуждения БЗВ (см. рис. 83), определяя основную долю тока возбуждения генератора, соответствующую данной частоте вращения. Однако одному и тому же току возбуждения при данной частоте будет соответствовать лишь приблизительно постоянное напряжение генератора. Ток же генератора и его мощность при повышении скорости тепловоза (например, из-за движения под уклон) уменьшаются. Наоборот, при снижении скорости тепловоза (например, выход на подъем) ток генератора и его мощность возрастут. Для поддержания нагрузки дизеля примерно постоянной в первом случае необходимо увеличить ток возбуждения генератора. При этом его напряжение, отдаваемый ток, а следовательно, и мощность возрастут до требуемого значения. Во втором случае необходимо этот ток уменьшить.

Измерительным элементом регулятора мощности (см. рис. 85) является система дифференциальных рычагов, соединяющих в единую кинематическую цепь вал 6 управления подачей топлива, поршень управления затяжкой всережимной пружины и золотник 12, являющийся суммирующим элементом. Этот золотник управляет через поршень 9 сердечником индуктивного датчика, включенного в систему управления нагрузкой. При установившемся режиме золотник 12 стоит в среднем по высоте положении, в котором он перекрывает канал управления поршнем 9. Любое повышение нагрузки (поворот вала против часовой стрелки) или уменьшение затяжки всережимной пружины 1 (перемещение поршня механизма управления вверх) приводит к смещению золотника 12 от среднего положения вниз. При этом дифференциальный поршень 9 пойдет вверх, вдвигая сердечник в катушку индуктивного датчика. Сопротивление датчика возрастет, ток возбуждения генератора уменьшится и нагрузка на дизель снизится ввиду уменьшения напряжения и тока тягового генератора. Вал 6 под действием регулятора частоты, поддерживающего заданную частоту, повернется в сторону уменьшения нагрузки и через дифференциальные рычаги вернет золотник вверх. В момент перекрытия золотником окна во втулке 11 поршень 9 остановится. Если нагрузка при этом окажется в точности соответствующей требуемому выдвигению тяг управления подачей топлива, механизм остановится в этом положении. Если выявится несоответствие, золотник 12 окажется в положении, отличном от среднего, и вновь приведет в действие поршень 9, пока не наступит равновесный режим. При снижении нагрузки или увеличении затяжки пружины 1 процесс будет идти аналогично. Поскольку процесс

регулирования заканчивается только после возвращения золотника в одно и то же среднее положение перекрыши, то в результате действия регулятора каждому положению поршня затяжки пружины 1 будет соответствовать только одно равновесное положение вала 6, иными словами, каждой заданной частоте вращения дизеля будет соответствовать один определенный выход тяг управления подачей топлива. Таким образом, регулятор мощности по принципу действия является астатическим (без остаточной неравномерности) регулятором выдвижения тяг управления подачей топлива в зависимости от заданной частоты вращения.

Однако описанная схема регулятора мощности без дополнительных стабилизирующих звеньев была бы неработоспособна. Ввиду инерционности дизеля поршень серводвигателя 9 постоянно будет переходить за равновесное положение раньше, чем нагрузка достигнет требуемого значения. В результате процесс будет возобновляться то в сторону уменьшения, то в сторону увеличения нагрузки. Для устранения такой «раскачки» мощности в конструкцию регулятора мощности введена гибкая обратная связь по скорости перемещения поршня 9. Ее механизм состоит из подвижной втулки 11, удерживаемой в среднем положении двумя пружинами 13, дроссельной иглы 7, камеры В в серводвигателе и камеры Г, сообщающихся каналом 8. При увеличении внешней нагрузки поршень 9 со штоком 10, двигаясь, отсосет в камеру В масло из камеры Г и втулка 11, сместившись под действием разрежения, догонит золотник 12, перекроет окно его пояском и остановит поршень 9. Далее одновременно протекают два процесса: уменьшение подачи топлива регулятором частоты и определяемый им поворот вала 6 по часовой стрелке с перемещением золотника 12 вверх и перемещение втулки 11 вверх под действием нижней пружины 13 со скоростью, определяемой величиной открытия иглы 7, которая дросселирует масло, подсасываемое в камеру Г из масляной ванны регулятора. Настройка этой иглы подбирается так, чтобы в результате совместных перемещений всех узлов и с учетом инерции агрегата процесс регулирования нагрузки происходил с минимальными перерегулированиями и быстро затухал. Как видно из описанной схемы, процесс регулирования завершится лишь тогда, когда давление в камерах В и Г будет равно атмосферному, втулка 11 и золотник 12 остановятся в среднем положении. Таким образом, гибкая обратная связь не изменяет астатического закона регулирования выдвижения тяг управления подачей топлива.

Как уже было сказано, на каждой из позиций контроллера основную долю нагрузки задает электрическая схема тепловоза, а регулятор мощности объединенного регулятора догружает дизель-генератор, обеспечивая стабилизацию отдаваемой мощности в широком диапазоне изменения параметров нагрузки. Если на тепловозной характеристике в координатах «частота вращения

дизеля — мощность дизеля» каждая такая мощность отображается точкой на кривой, то на внешней характеристике генератора в координатах «ток — напряжение» (рис. 86) она представляется в виде кривой сложной формы (кривая *АВВГ*). Участок кривой *АБ* выпадает из тепловозной характеристики, так как здесь дизель работает с переменной мощностью ниже требуемой ввиду ограничения тягового генератора по напряжению. На этой ветви регулятор мощности выводит сердечник индуктивного датчика на упор максимальной нагрузки и выключается из работы. Начиная с точки *Б*, выход тяг управления подачей топлива (поворот вала *б* на рис. 85) становится равным требуемой величине для данной частоты вращения дизеля и регулятор мощности вступает в работу, поддерживая с ростом тока приблизительно постоянную мощность дизеля. На стороне нагрузки эта мощность выражается формулой $P = UI$, что дает на участке *БВ* в координатах *I—U* отрезок гиперболы. Когда ток достигает предельного значения, в работу вступает схема ограничения по току. При работе на участке *ВГ* мощность дизеля от точки *В* к точке *Г* вновь падает, этот участок выпадает из общей тепловозной характеристики, а регулятор мощности также выводит индуктивный датчик на упор максимальной нагрузки и выключается из работы. Ломаная линия *ДЕЖИ* — это график нагрузки, задаваемой системой управления тепловоза без учета сигнала индуктивного датчика. Для каждой частоты вращения дизеля эта линия занимает свое положение, но сохраняет форму. Она для разных тепловозов различна. Например, на некоторых тепловозах участок *ДИ* представлен отрезком прямой. На тепловозах 2ТЭ116 и ТЭП70 она имеет показанную на рисунке трехзвенную форму.

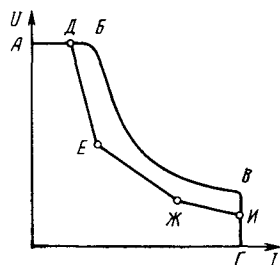


Рис 86. Внешняя характеристика тягового генератора тепловоза с электропередачей:

АБ — участок ограничения по напряжению; *БВ* — участок постоянной мощности («гипербола мощности»), *ВГ* — участок ограничения по току; *ДЕЖИ* — линия мощности, задаваемой схемой управления тепловоза при отключенном регуляторе мощности

Регулятор, схема которого показана на рис. 85, имеет механизм отключения регулятора мощности. Этот механизм состоит из золотника 22 и управляющего им электромагнита *МР5*. Через золотник 22 масло из напорной магистрали регулятора поступает к золотнику 12 регулятора мощности. При включении магнита *МР5* золотник 22 перемещается вниз и соединяет напорную линию регулятора мощности со сливом. В этом случае поршень 9 быстро переходит в крайнее верхнее положение, устанавливая максимальное сопротивление индуктивного датчика. При этом мощность дизель-генератора резко падает до определенного значения, так как она переходит с участка *БВ* (рис. 86) на участок *ДЕЖИ*. Механизм отключения используется в общей тепловозной

системе защиты от боксования. Для быстрого прекращения боксования колесных пар необходимо резко сбросить подаваемую на тяговые электродвигатели мощность. Реле боксования тепловоза, во-первых, включает *МР5*, сбрасывая этим мощность дизель-генератора с кривой *БВ* на линию *ДЕЖИ* и, во-вторых, путем дополнительного переключения в схеме тепловоза понижает скачком и линию *ДЕЖИ* на определенную величину. При прекращении боксования реле отключается, мощность дизель-генератора вначале скачком возвращается до уровня *ДЕЖИ*, а затем плавно (в работу вступает регулятор мощности с его стабилизирующей обратной связью) повышается до соответствующей точки гиперболы *БВ*.

3. Механизм ограничения подачи топлива в зависимости от давления наддува

По мере накопления опыта эксплуатации тепловозов с дизелями типа Д49 возник ряд новых требований к их системам регулирования. Так, возникла необходимость улучшения динамики разгона дизель-генератора. Система дроссельного набора частоты, с одной стороны, в некоторых случаях неоправданно растягивает разгон, а в других случаях приводит к термическим перегрузкам. Как известно, наиболее объективными в этом отношении факторами являются коэффициент избытка воздуха и температура выпускных газов. Была поставлена задача использовать первый параметр для организации процесса разгона путем введения в регулятор системы ограничения мощности и подачи топлива в зависимости от давления наддува. Такое устройство было разработано, испытано, а с 1978 г. введено в серию.

Схема регулятора 3-7РС2 с устройством ограничения подачи топлива по давлению наддува приведена на рис. 87. В сравнении со схемой, показанной на рис. 85, здесь несколько изменилась рычажная система от вала 1 управления подачей топлива к поршню 13 управления частотой и золотнику 5 регулятора мощности без изменения принципа ее действия, появился новый узел — гидроусилитель ГУ и рычажная система механизма ограничения подачи топлива в зависимости от давления наддува, связывающая вал 1 подачи топлива с тарелкой 7 штока золотника регулятора частоты и гидроусилителем ГУ (детали 2, 4, 10, 11, 12). В цилиндре дополнительного поршня изображен буферный поршень, упоминавшийся ранее. Остальные узлы регулятора по принципу их работы остались без изменений.

Принцип действия системы ограничения подачи топлива состоит в следующем. Выход штока 12 гидроусилителя влево пропорционален давлению наддува. При отсутствии давления наддува шток 12 до упора вдвинут в корпус гидроусилителя. На установленном режиме работы дизеля механизм не воздействует на регулятор ввиду наличия зазора 6 между тарелкой 7 золотника

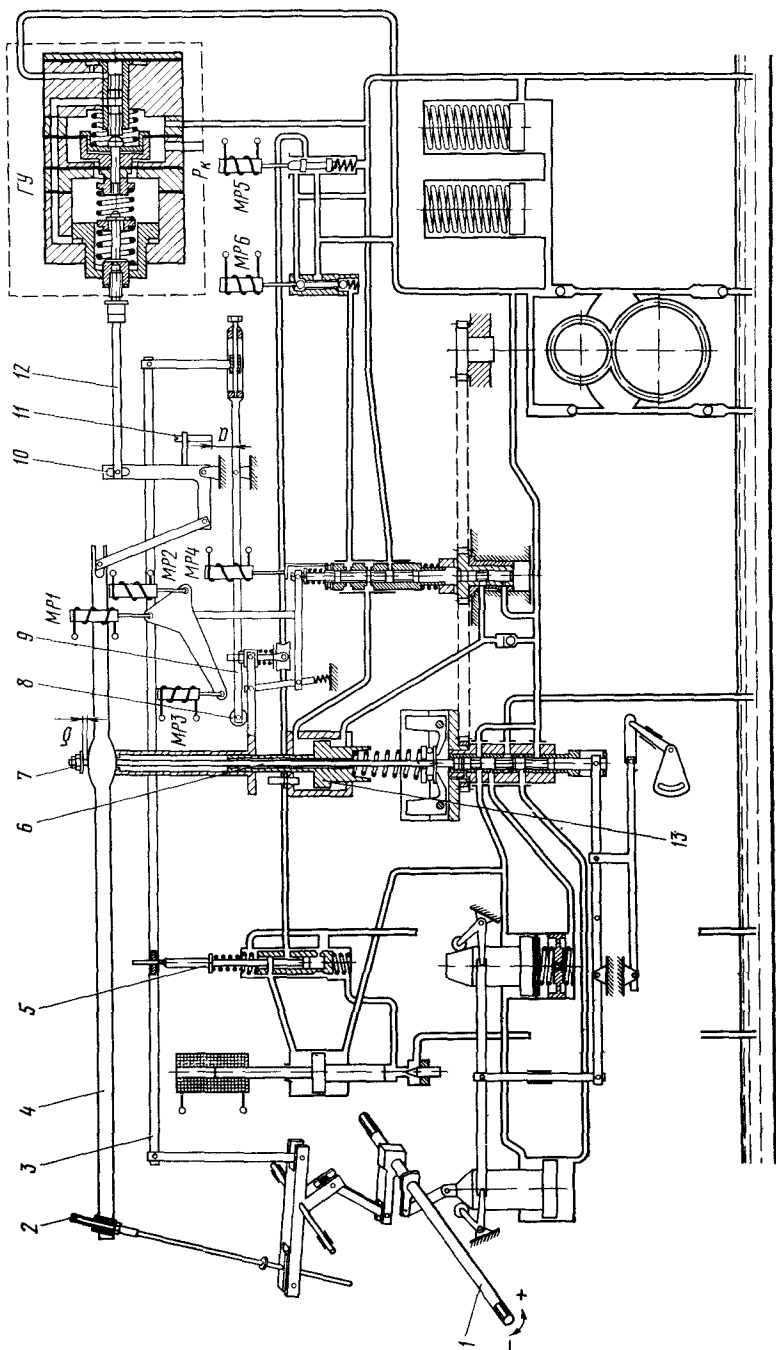


Рис. 87. Схема объединенного регулятора частоты и мощности 3-7PC2

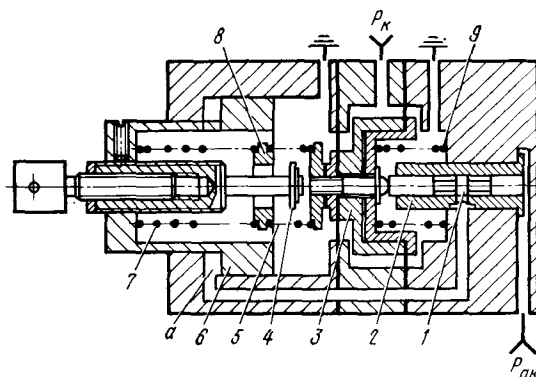
регулятора частоты и рычагом 4 и зазора a между винтом 11 и рычагом 9 регулятора нагрузки. Зазор a определяет момент вступления в действие ограничения задания мощности на регулятор мощности, а зазор b — момент вступления в действие ограничения подачи топлива. В случае резкого изменения задания частоты (перевод контроллера на высокие позиции) поршень 13 управления частотой идет вниз, увеличивая через регулятор частоту вращения вала дизеля. Как уже описывалось выше, при этом и на регулятор мощности поступает сигнал на увеличение мощности, поскольку ролик 8 следует за этим поршнем, рычаг 9 поворачивается против часовой стрелки и через рычаг 3 воздействует на золотник 5, поднимая его вверх. Однако следует иметь в виду, что параллельно с ростом частоты вращения дизеля в тепловозной электросхеме регулирования растет уровень задания мощности по сигналу БЗВ (см. рис. 83). Это приводит к росту нагрузки, повороту вала 1 также против часовой стрелки и опусканию левого конца рычага 3. В этот период зазор a выбирается, рычаг 9 упирается правым плечом в винт 11 и останавливается, оторвав ролик 8 от поршня управления частотой. Если при этом вал 1 продолжает поворот в сторону увеличения нагрузки, то золотник 5 начинает двигаться вниз, что, как уже указывалось, приводит к уменьшению нагрузки дизеля через регулятор мощности.

Таким образом, с момента выбора зазора a механизм ограничения подачи топлива действует через регулятор мощности и индуктивный датчик и ограничивает в возможных для него пределах нагрузку на дизель. Если его предела регулирования достаточно, то он ограничивает мощность дизеля, пока турбокомпрессор не разовьет нужной частоты вращения и давление наддува не начнет расти. По мере роста давления наддува шток 12 начнет выдвигаться влево, винт 11 будет смещаться вверх, позволяя регулятору мощности постепенно — в соответствии с ростом давления наддува — повышать уровень мощности дизеля. Наконец, когда давление наддува поднимется достаточно высоко, между винтом 11 и рычагом 9 вновь появится зазор a и механизм ограничения выключится из работы.

Если набор нагрузки контроллером окажется настолько большим, что индуктивный датчик выйдет на упор минимальной нагрузки, винт 11 будет упираться в рычаг 9, а вал 1 управления подачей топлива будет продолжать поворачиваться в сторону увеличения нагрузки, то зазор b под тарелкой 7 исчезнет и в работу вступит ограничение подачи топлива. Возникнет кинематическая связь между рычагом 4, золотником 6 и штоком 12: при повороте вала 1 на увеличение подачи топлива более допустимой величины рычаг 4 за тарелку 7 приподнимет золотник 6, что приведет к перемещению силового поршня вверх на уменьшение подачи топлива до момента возврата золотника 6 в среднее положение. По мере роста давления наддува шток 12 гидроусилителя будет выдвигаться влево, ввиду чего положение вала 1, соответ-

Рис. 88. Гидроусилитель механизма ограничения подачи топлива по давлению наддува регулятора 3-7РС2:

1 — золотник; 2 — втулка; 3 — мембранный блок; 4 — упор; 5 — пружина обратной связи; 6 — поршень; 7 — пружина обратной связи; 8 — тарелка; 9 — пружина уравнивающая



ствующее моменту выборки зазора b , будет смещаться в сторону увеличения подачи топлива, т. е. каждому давлению наддува будет соответствовать своя предельная подача топлива. Далее по мере разгона турбокомпрессора и соответствующего роста давления наддува, а также выхода дизеля на заданную частоту ввиду остановки в требуемом положении вала 1 и выдвижения штока 12 влево появится зазор b и отключится система ограничения подачи топлива, затем появится и зазор a — отключится система ограничения мощности и регулятор мощности плавно, с минимального упора вступит в работу, догружая дизель до требуемой мощности.

Проведенные исследования показали, что оптимальная характеристика ограничения нагрузки (подача топлива) по давлению наддува нелинейна. Для ее реализации в гидроусилитель ГУ было введено специальное устройство.

Чувствительным элементом гидроусилителя (рис. 88) является мембранный блок 3, в который подается давление из воздушного ресивера дизеля. В блок упирается золотник 1, поджимаемый влево давлением масла из масляной системы регулятора. Положение блока определяется суммой действующих на него усилий от давления в ресивере, сжатия пружин уравнивающей 9, обратной связи 5 и 7 золотника. Силовой поршень 6 гидроусилителя управляется золотником 1. При нарушении равновесия на мембранном блоке 3, например, при повышении давления в ресивере дизеля блок смещается с золотником 1 вправо, золотник соединяет полость a со сливной магистралью и поршень перемещается влево под действием пружин 5 и 7. В момент, когда уменьшившееся усилие пружин 5 и 7 и увеличившееся усилие пружины 9 компенсируют повышение давления в камере мембранного блока 3, блок с золотником возвратятся в среднее положение, окно во втулке 2 окажется перекрытым и поршень 6 остановится. Таким образом, каждому давлению в ресивере будет соответствовать определенное положение поршня 6. Гидроусилитель работает как следящий серводвигатель с силовой обратной связью.

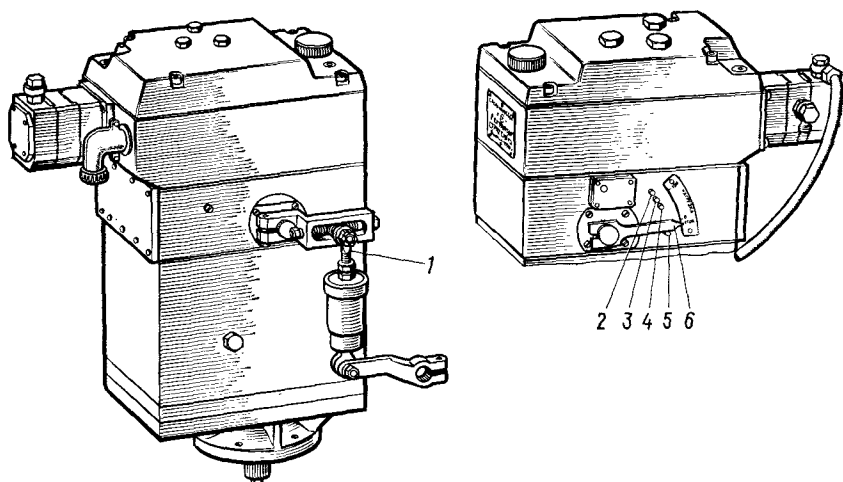


Рис. 89. Объединенный регулятор частоты и мощности 3-7PC2

По мере роста давления наддува поршень 6 движется влево по зависимости, определяемой суммарной податливостью пружин 5 и 7. Начиная с некоторого давления, тарелка 8 опускается на упор 4 поршня и пружина 7 выключается из работы. Дальнейшее перемещение поршня при росте давления наддува будет определяться податливостью только одной пружины 5, т. е. он будет перемещаться на меньшую величину при таком же изменении давления наддува. Таким образом, по мере повышения давления наддува вначале допустимая подача топлива растет быстро, а с некоторого значения давления — более медленно. Характеристика гидроусилителя и определяемая им характеристика ограничения мощности и подачи топлива по давлению наддува имеют излом.

Введение регулятора со встроенной системой ограничения подачи топлива по давлению наддува по-новому поставило вопрос о соединении выходного вала этого регулятора с тягами управления подачей топлива. Ранее в передаче имелась лишь одна регулируемая тяга, с помощью которой достаточно грубо совмещалось нулевое положение выходного вала регулятора с нулевым положением реек топливных насосов, поскольку и этот вал, и насосы имеют значительные запасы по ходу на отключение. При введении системы ограничения встала задача точного согласования не только нулевых, но и номинальных положений обоих механизмов, так как от этого зависит реализация требуемого закона ограничения. Для этой цели на внешней стороне регулятора, на свободном конце вала управления топливными насосами был установлен рычаг-указатель 6, на корпусе регулятора установлены в характерных точках контрольные штифты 2, 3, 4 и 5

(рис. 89). На радиусе размещения штифтов в рычаге выполнена прорезь, через которую проходят головки штифтов при повороте рычага. При сборке регулятора положение рычага указателя точно согласуется с положением поршней регулятора. В дальнейшем характерные положения поршня в регуляторе можно определять по толщине щупа, проходящего между боковой стороной рычага и соответствующим штифтом.

Для согласования положений тяг с положениями вала регулятора в рычажную передачу, кроме переменной по длине тяги l , был введен рычаг с регулируемым плечом.

4. Усовершенствованная система защиты дизеля от падения давления масла

На тепловозах с дизелями типа Д49 применялась традиционная для отечественных тепловозов система защиты от падения давления масла, принцип действия которой состоит в том, что в случае снижения давления масла ниже некоторого определенного значения — примерно 0,294 МПа при работе на 12-й позиции контроллера и выше происходит сброс нагрузки с генератора, а при падении давления масла ниже другого фиксированного значения 0,068500 МПа при работе на всех позициях контроллера происходит аварийная остановка дизеля. В дальнейшем для дизелей типа Д49 эта система была дополнена предупредительным сигналом, срабатывающим в случае падения давления масла на всех позициях контроллера ниже 0,088200 МПа.

Графики протекания минимально возможного при исправной масляной системе давления масла на дизель (линия KL) и линии срабатывания сброса нагрузки $ГД$, сигнализации $ЕИ$ и защиты AB представлены на рис. 90. Угол $ЕЖГ$ образует опасную «мертвую» зону, поскольку в ней расположены наиболее часто используемые позиции контроллера и при работе на них даже с недопустимо низким давлением масла до 0,088200 МПа не будут срабатывать ни сигнализация, ни защита.

Попытка исправить этот дефект за счет применения многоступенчатой схемы с установкой дополнительного реле давления привела к чрезмерному усложнению электрической схемы, не обеспечивая эффективность защиты дизеля.

Была создана принципиально новая система с автоматически перенастраивающимися по частоте вала дизеля установками сигнализации и защиты. Оптимальные характери-

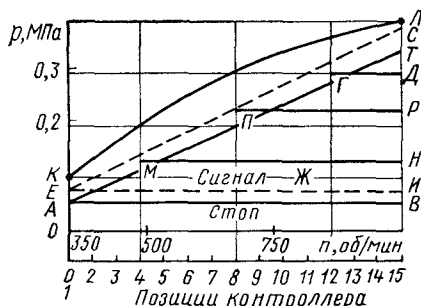


Рис. 90. Характеристика различных систем сигнализации и защиты дизеля по падению давления масла

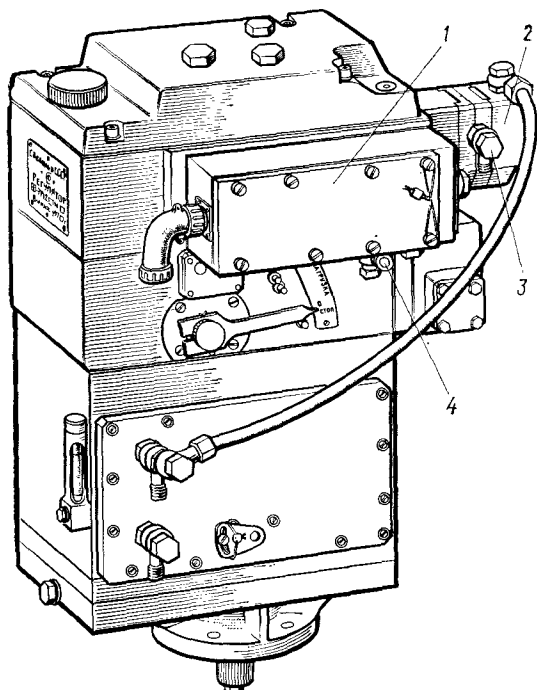


Рис. 91. Объединенный регулятор частоты и мощности 4-7PC2

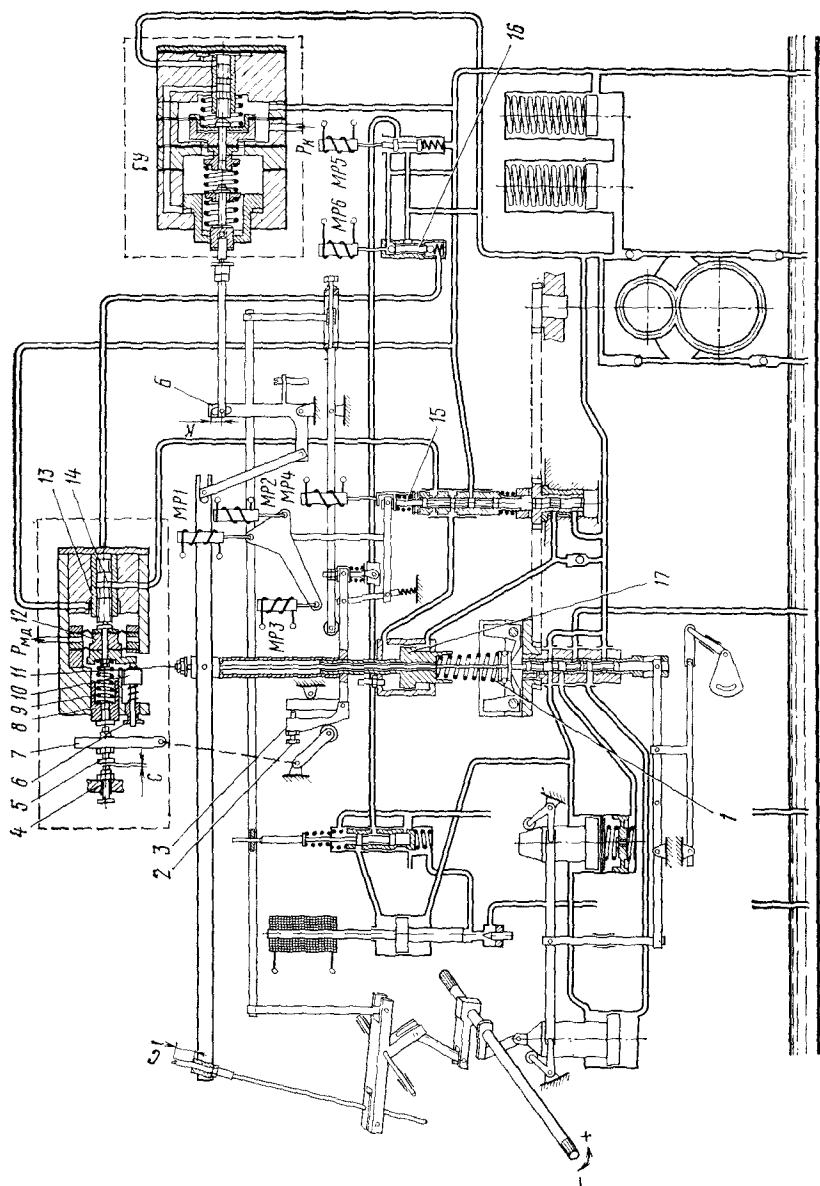
стики предупредительного сигнала ЕС и защиты АТ для такой системы как бы огибают ранее принятые точки многоступенчатой схемы. Если раньше при снижении давления масла ниже установки происходил сброс нагрузки или остановка, то теперь защита должна была снизить частоту вращения вала дизеля до значения, при котором давление масла окажется равным допустимому для данного режима значению и лишь в случае снижения частоты до минимальной и дальнейшего падения давления масла она должна была остановить дизель. Если при старой схеме секция тепловоза, на которой произошел де-

фект, полностью отключалась, что могло привести к остановке поезда, то при новой схеме эта секция сохраняет пониженную силу тяги, причем дизель работает на безопасном для него режиме по давлению масла. Новый принцип защиты предусматривает переход на гидравлическую схему и изъятие устройств защиты из общей электрической схемы управления тепловозом. Это позволяет, с одной стороны, упростить схему тепловоза, а с другой, сделать систему защиты полностью независимой от этой схемы. Такое разделение весьма полезно, поскольку повышает надежность как системы управления тепловозом, так и защиты дизеля.

Была создана и со второго полугодия 1978 г. внедрена на дизель-генераторах 1А-9ДГ, а затем и на других аналогичных двигателях новая модификация регулятора типов 7РС, 4-7РС2, реализующая рассмотренную систему сигнализации и защиты по давлению масла. В этом регуляторе имеется также и система ограничения по давлению наддува. Внешний вид регулятора показан на рис. 91. На нем хорошо видно размещение блока ограничения по давлению наддува 2 со штуцером 3 для подвода воздуха и нового блока 1 сигнализации и защиты по давлению масла со штуцером 4 для подвода масла из маслосистемы дизеля.

Конструктивная схема регулятора с обеими системами приведена на рис. 92. По сравнению со схемой предыдущей модификации (см. рис. 87) в ней появился новый узел — блок защиты БЗ и изменилась конструкция траверсы на поршне 17 управления частотой — введен профильный кулачок 3, с которым взаимодействует ролик рычага 7 блока защиты и винт 5, регулирующий положение этого кулачка. Изменилась линия подвода масла к механизму управления частотой: в нее между золотником 16 выключения и золотником 15 механизма управления частотой включен золотник 14 блока защиты. Остальные узлы обоих регуляторов идентичны и принцип их действия остался неизменным. Как видно из рис. 92, блок защиты представляет собой мембранно-пружинный блок сравнения. Его исполнительный механизм выполнен в виде золотника 14 во втулке 13, который давлением масла на правый торец прижимается к мембранному блоку 12. Давление масла из контролируемой точки подается в полость подвижного мембранного блока 12 и сравнивается с усилием пружины 9 обратной связи, которое изменяется через стакан 8 рычагом 7 в зависимости от положения кулачка 3. Против левого торца мембранного блока 12 упруго установлен микровыключатель 10 предупредительной сигнализации, положение которого регулируется пробкой 6.

Блок защиты работает следующим образом. Если давление масла достаточно для данного скоростного режима дизеля, то мембранный блок 12 преодолевает усилие пружины 9 обратной связи, смещается влево и нажимает кнопку микровыключателя 10, размыкая его контакт. Золотник 14 под давлением масла на правый торец перемещается за мембранным блоком и открывает свободный проход масла под давлением от золотника 16 выключения к золотнику 15 механизма управления частотой. В этом положении блок защиты выключен из работы, и механизмы регулятора работают обычным образом, как описано выше. Усилие пружины 9 определяется, как уже упоминалось, положением ролика на профиле кулачка 3. Чем выше заданная частота вращения вала дизеля, тем ниже сдвинут поршень 17 управления частотой и тем больше поджата пружина рычагом 7. Следовательно, минимальное давление масла, при котором мембранный блок начнет сдвигаться в среднее положение, т. е. уставка защиты, также возрастает с ростом заданной частоты вращения вала дизеля. Закон изменения этой уставки по частоте определяется формой профиля кулачка 3 и может быть выбран оптимальным для безаварийной работы дизеля. Крутизна характеристики уставки по частоте может регулироваться винтом 2, меняющим наклон кулачка: чем больше кулачок наклонен влево, тем больше возрастает уставка с повышением заданной частоты вращения. Общий уровень уставки может также регулироваться винтом 5: чем больше он ввернут вправо, тем выше будет уставка на одной и той же частоте вращения.



В случае падения давления масла до уставки защиты на данной частоте вращения блок защиты вступает в работу следующим образом.

Вначале мембранный блок 12 и золотник 14 смещаются под действием пружины 9 в среднее положение, торец блока отходит от кнопки микровыключателя 10, его контакт замыкается и выдает сигнал о наступлении режима ограничения по давлению масла, а золотник 14 перекрывает подвод масла к механизму управления частотой и не допускает повышения частоты вращения при переводе рукоятки контроллера. Затем в случае дальнейшего снижения давления масла мембранный блок и золотник смещаются за среднее положение вправо и золотник 14 соединяет напорную линию механизма управления частотой со сливом. Ввиду неизбежных утечек масла по зазорам этого механизма поршень 17 смещается из своего положения и через рычаг обратной связи смещает вниз из среднего положения золотник 15 управления частотой, нарушив этим равновесие всего механизма. Так как теперь и сливная и напорные камеры золотника 15 соединены со сливной магистралью, то поршень 17 начинает перемещаться вверх, выжимая на слив масло из верхней управляемой полости, снижая частоту вращения вала дизеля независимо от положения контроллера и комбинации включения магнитов *МР1—МР4* и уменьшая усилие всережимной пружины 1. Таким образом, механизм управления частотой выключится из работы. Далее частота вращения вала дизеля будет снижаться до тех пор, пока между уменьшающимися усилиями пружины 9 и усилием блока 12 не наступит равновесие, т. е. давление масла станет равным новой, пониженной уставке защиты, соответствующей сниженной частоте. В этом случае блок 12 и золотник 14 вернутся в среднее положение, поршень 17 из-за перекрытия слива золотником 14 остановится и снижение частоты прекратится. Дизель будет работать на этой пониженной частоте в режиме ограничения по давлению масла, в кабине машиниста появится сигнал о недостаточном давлении масла.

При работе дизеля в режиме ограничения по давлению масла блок защиты не препятствует снижению частоты дизеля контроллером ниже значения, установившегося в режиме ограничения, а также остановке дизеля путем выключения магнита *МР6*. В первом случае, если контроллер будет переведен на низшие позиции, произойдет соответствующее переключение магнитов *МР1—МР4* и золотник 15, связанный с ними и поршнем 17 рычажной передачей, сместится вверх. При этом верхняя камера поршня 17 уже независимо от блока защиты соединится со сливом, поршень сместится вверх в новое требуемое положение (как описывалось ранее). После этого блок защиты вновь может вступить в работу, если давление масла на новой частоте окажется ниже соответствующей ей уставки. Во втором случае при обесточивании магнита *МР6* золотник 16 соединяет вход блока защиты со сливом.

Давление масла на торец золотника *14* снижается, баланс в блоке нарушается и мембранный блок с этим золотником отходят вправо. Верхняя камера поршня *17* соединяется со сливом, поршень идет вверх до упора, через тарелку *11* выключает подачу топлива и останавливает дизель.

Если при снижении частоты вращения давление масла будет интенсивно падать и равновесие между пружиной *9* и блоком *12* не установится, то рычаг *7*, поворачиваясь в соответствии с профилем кулачка *3* против часовой стрелки, упрется в ограничительный винт *4*, а его ролик отойдет от профиля кулачка. С этого момента усилие пружины *9* остается неизменным. Оно регулируется винтом *4* таким образом, чтобы соответствующее ему давление масла было равно минимально допустимому значению для минимальной частоты вращения. При дальнейшем падении давления масла баланс между пружиной *9* и блоком *12* уже не восстанавливается, золотник *14* остается в крайнем правом положении, поршень *17* перемещается до упора вверх и через тарелку *11* также выключает подачу топлива.

Если же при работе в режиме ограничения по давлению масла это давление начнет повышаться (например, вследствие устранения неполадки в масляной системе), то блок *12* и золотник *14* сместятся из среднего положения влево, перекроют слив и откроют свободное поступление масла под давлением к золотнику механизма управления частотой. Этот механизм вновь включится в работу и выведет дизель на частоту, соответствующую новому повышенному давлению масла, или (если давление масла восстановилось до нормы) на заданную контроллером частоту вращения. В первом случае дизель будет работать в режиме ограничения по давлению масла на новой повышенной частоте, во втором случае блок защиты по маслу отключится, сигнал об ограничении по давлению масла исчезнет.

Регулятор с блоком защиты блокирует пуск дизеля при отсутствии минимально допустимого давления масла. Если при пуске давление масла ниже значения, установленного винтом *4*, то золотник *14* с мембранным блоком *12* останутся смещенными вправо, управляемая полость поршня *17* будет соединена через золотник со сливным каналом, поршень останется в крайнем верхнем положении и через тарелку *11* будет удерживать механизм управления подачей топлива на нулевом уровне.

5. Регулирование частоты и нагрузки на тепловозах с гидropередачей

На тепловозах с гидropередачей, где установлены дизели типов ЗА-6Д49 и ЗАЭ-6Д49, при переключении передачи на высшую ступень — гидромufту между колесами тепловоза и валом дизеля устанавливается почти жесткая связь, так как номинальный коэффициент скольжения гидромufты не превышает 2—3 %.

Ввиду этого малейшее замедление тепловоза под действием возросшего сопротивления приводит к немедленному выходу реек на упор подачи, если на дизеле стоит обычный центробежный регулятор частоты вращения с малой или нулевой степенью неравномерности. Наоборот, в случае снятия сопротивления и разгона локомотива выше скорости, соответствующей частоте дизеля, регулятор выключает подачу, снижая скорость локомотива дизелем. Еще более неприятные явления могут возникнуть при сцеплении двух или более секций таких локомотивов, если на дизелях стоят обычные всережимные регуляторы. Поскольку практически невозможно обеспечить совершенно одинаковые задания частоты этим регуляторам по всем позициям контроллера, то с момента переключения на гидромuftу дизель, у которого на регулятор поступило задание на верхнем пределе, будет работать в основном на упоре подачи топлива, а дизель с меньшим заданием частоты вращения будет работать на холостом ходу.

Поэтому от регулятора дизеля, установленного на тепловозе с гидропередачей, требуется, чтобы при работе гидропередачи на ступенях гидротрансформаторов он работал как обычный всережимный регулятор частоты, а при переключении передачи на ступень гидромuftы он автоматически переключался в режим предельного регулятора, настроенного на номинальную частоту вращения вала дизеля, и одновременно обеспечивал управление непосредственно тягами топливных насосов от того же контроллера машиниста.

На дизели семейства Д49 для тепловозов с гидропередачей ставится регулятор 1-М7РС2. По принципу действия, схеме и конструкции узлов масляной системы и регулятора частоты регулятор 1-М7РС2 полностью аналогичен описанному регулятору типа 7РС. Механизм дистанционного управления частотой и нагрузкой в этот регулятор не встроен, а установлен в виде отдельного узла на дизеле. Механизм же управления, встроенный в регулятор, имеет ряд особенностей (рис. 93).

Управление регулятором осуществляется путем поворота валика 13. Поворот по часовой стрелке соответствует увеличению частоты или нагрузки. Всережимную пружину 4 затягивает сектор 10, свободно сидящий на валике 13, через рейку 11. При работе гидропередачи на ступенях гидротрансформаторов электромагнит стопа ЭС включен и канал Г соединен со сливом, а электромагнит режима МР отключен и шарик его клапана прижат усилием от давления масла вверх. В этом положении камеры В и К поршня 16 обе соединены с напорной магистралью и сектор 10 небольшим усилием поршня 16 и сопротивлением всережимной пружины 4 прижат кулаком Е к соответствующему кулаку рычага 8, жестко связанного с валиком 13. Поэтому рейка 11 перемещается валиком 13, изменяя натяжку пружины 4 и этим частоту вращения вала дизеля. Скорость увеличения натяжки пружины и определяемая ею скорость разгона дизеля ограничива-

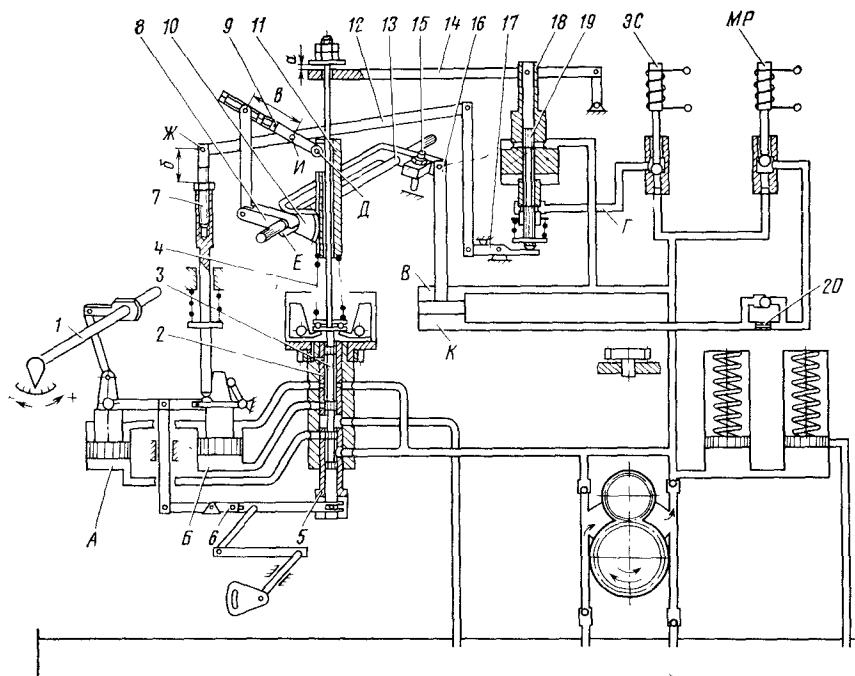


Рис. 93. Схема регулятора 1-M7PC2:

1 — выходной вал управления подачей топлива; 2 — неподвижная втулка; 3 — золотник измерителя частоты; 4 — всережимная пружина; 5 — подвижная втулка; 6 — рычажная передача; 7 — шток; 8 — рычаг; 9 — рычаг суммирующий; 10 — сектор затяжки пружины; 11 — рейка затяжки пружины; 12 — дифференциальный рычаг; 13 — валик управления; 14 — рычаг; 15 — винт упора; 16 — поршень переключения режимов; 17 — рычаг; 18 — следящий поршень механизма управления подачей топлива; 19 — золотник механизма управления подачей топлива; 20 — дроссель; МР — электромагнит переключения режимов; ЭС — Электромагнит выключения подачи топлива

ется дросселем 20, так как при движении рейки 11 вниз поршень 16 также движется вниз и вытесняет из камеры К масло через этот дроссель. При уменьшении затяжки пружины 4 (снижение частоты) скорость перемещения поршня 16 вверх не ограничена, так как масло в камеру К поступает через шариковый клапан, шунтирующий дроссель. Винт 15 регулируется так, что он становится на упор при затяжке пружины 4, соответствующей номинальной частоте вращения. Кинематика рычажной передачи такова, что в указанных режимах при всех возможных нормальных подачах топлива (положениях выходного вала 1) и затяжках пружины 4 ось Д до момента упора винта 15 свободно перемещается в прорези рейки 11, ввиду чего золотник 19 и управляемый им следящий поршень 18 находятся в крайнем нижнем положении, рычаг 17 прижат к упору, а между рычагом 14 и тарелкой штока золотника имеется зазор а. При необходимости остановки дизеля магнит ЭС обесточивается, его клапан поднимается вверх и соеди-

няет канал *Г* с масляным аккумулятором. В этом случае следящий поршень *18* независимо от положения золотника *19* перемещается вверх до упора, рычаг *14* выбирает зазор *а* и через шток поднимает вверх золотник *3*. Силовой поршень регулятора идет также вверх до упора и выключает валом *1* подачу топлива. Двигатель останавливается. Таким образом, при отключенном магните *МР* регулятор работает как обычный всережимный изодромный регулятор частоты.

При переключении гидropередачи тепловоза на ступень гидромuфты одновременно системой управления включается магнит *МР*. Его шарик, смещаясь вниз до упора, перекрывает масляный аккумулятор и соединяет камеру *К* и связанные с ней каналы со сливом. Поршень *16* под давлением в камере *В* перемещается вниз и независимо от положения валика *13* поворачивает сектор *10* по часовой стрелке до упора винта *15* в корпус. Рейка *11* при этом затягивает пружину *4* до величины, соответствующей номинальной частоте вращения, а между кулаком *Е* и рычагом *8* образуется зазор. Ось *Д* упирается в край выреза рейки и с этого момента положение точки *И* рычага *9* определяется только положением валика *13* и его рычага *8*. Поскольку шток *7* под действием своей пружины точно следует за перемещениями основного и дополнительного поршней регулятора и при каждом положении вала *1* занимает строго определенное положение, то рычаг *12* становится суммирующим звеном, положение его левого шарнира *Ж* определяется положением вала *1* (выходом реек топливных насосов), а положение среднего шарнира *И* — положением валика *13*, т. е. положением органа управления. Так как пружина *4* затянута на номинальную частоту, то при любой меньшей частоте золотник *3* сместится вниз и начнет перемещать через механизмы регулятора частоты вал *1* на увеличение подачи топлива. При этом шток *7* пойдет вверх, рычаг *17* отойдет от упора и, повернувшись против часовой стрелки, сместит золотник *19* вверх. Следящий поршень *18* также пойдет вверх и через рычаг *14* вернет золотник *3* в среднее положение, когда поворот вала *1* достигнет нужного значения, или, подняв золотник *3* выше среднего положения, уменьшит подачу топлива до требуемого значения. В установившемся режиме золотник *19* и управляемый им поршень *18* будут всегда находиться в положении, при котором зазор *а* выбран, а золотник *3* находится в среднем положении. Следовательно, и правый конец суммирующего рычага *12* будет всегда занимать одно и то же положение, а каждому положению валика *13* и связанного с ним через рычаги *8* и *9* шарнира *И* будет соответствовать определенное положение вала *1* и связанного с ним через механизмы основного и дополнительного поршней штока *7*. Чем больше повернут валик *13* по часовой стрелке, тем больше будет подача топлива. Если же по какой-либо причине частота вращения вала дизеля превысит номинальную, то грузы измерителя, преодолев усилие пружины *4*, поднимут золотник вверх независимо от рычажной системы;

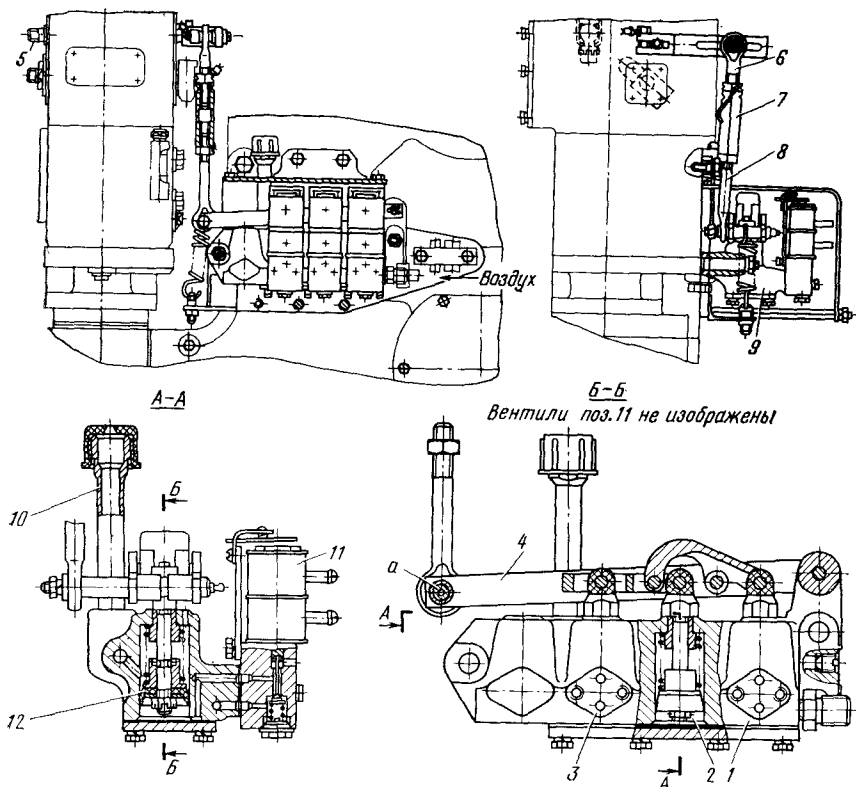


Рис. 94. Механизм дистанционного управления регулятором:

1, 2, 3 — цилиндры управления; 4 — рычаг; 5 — валик управления регулятора; 6 — серьга; 7 — стонная муфта; 8 — тяга; 9 — корпус; 10 — масленка; 11 — электропневматический вентиль; 12 — поршень

убавляя подачу топлива; вновь появится зазор и регулятор частоты вступит в действие обычным путем, ограничивая частоту дизеля. Таким образом, при включенном магните *МР* регулятор выполняет одновременно функции механизма управления подачей топлива пропорционально повороту валика управления и предельного регулятора частоты вращения.

В качестве исполнительного механизма дистанционного управления на дизелях данного типа применен восьмипозиционный электропневматический механизм, который широко применяется на всех тепловозах с дизелями типа Д50, Д100 и некоторыми другими (рис. 94). Механизм состоит из чугунного корпуса 9 с тремя цилиндрами 1, 2, 3, закрытыми общей крышкой, трех поршней 12 с резиновыми манжетами и рычажной передачей. Три электропневматических вентиля 11 подключены своими катушками к контроллеру машиниста и включаются по позициям, как указано в табл. 10.

Т а б л и ц а 10

Позиции контроллера	Частота вращения вала дизеля, об/мин	Включенные вентилей			Позиции контроллера	Частота вращения вала дизеля, об/мин	Включенные вентилей		
		MP1	MP2	MP3			MP1	MP2	MP3
0 и 1	420±20				5	750±20			+
2	500±20	+			6	835±20	+		+
3	585±20		+		7	920±20		+	+
4	670±20	+	+		8	1000± ⁵ ₁₀	+	+	+

П р и м е ч а н и е Знаком «+» отмечены включенные вентили.

Каждый из них подает воздух в свой цилиндр, перемещая его поршень до упора вверх. Кинематика рычагов выполнена так, что поршень в цилиндре 3 перемещает конец *a* рычага на высоту вдвое большую, чем ход поршня цилиндра 2, и вчетверо большую, чем ход поршня цилиндра 1. Механизм установлен на кронштейне и через тягу 8 со стонной муфтой 7, серьгой 6 и рычагом поворачивает валик 5 (валик 13 на рис. 93). По мере перевода рукоятки контроллера на более высокие позиции срабатывают соответствующие вентили, управляя поршнями 12, конец *a* рычага 4 поднимается вверх, валик 5 поворачивается, повышая частоту вращения (если в регуляторе магнит *MP* отключен) или подачу топлива (если *MP* включен). Разбивка частоты по позициям контроллера для дизеля типа 3А-6Д49 приведена в табл. 10.

6. Системы предохранительных устройств дизеля

Дизели оборудованы рядом устройств, препятствующих эксплуатации с нарушением инструкции по превышению частоты вращения коленчатого вала (предельный выключатель, воздействующий на подачу топлива в цилиндры), по требованию предпусковой прокачки масла и недопущению работы на низком давлении масла (реле давления, воздействующее на электрическую схему управления дизелем), по недопущению работы дизеля при давлении газов в картере (дифференциальный манометр), по исключению пуска дизеля при включенном валоповоротном устройстве (концевой выключатель).

Предельный выключатель кинематически связан с коленчатым валом и получает вращение от шестерни привода распределительного вала. Реле давления гидравлически связано с масляной системой дизеля через гибкие рукава и электрически с цепью управления дизелем. Дифференциальный манометр соединен трубкой с картером, а концы токопроводящих электродов включены в цепь управления. Концевой выключатель валоповоротного устройства разрывает цепь управления дизелем при

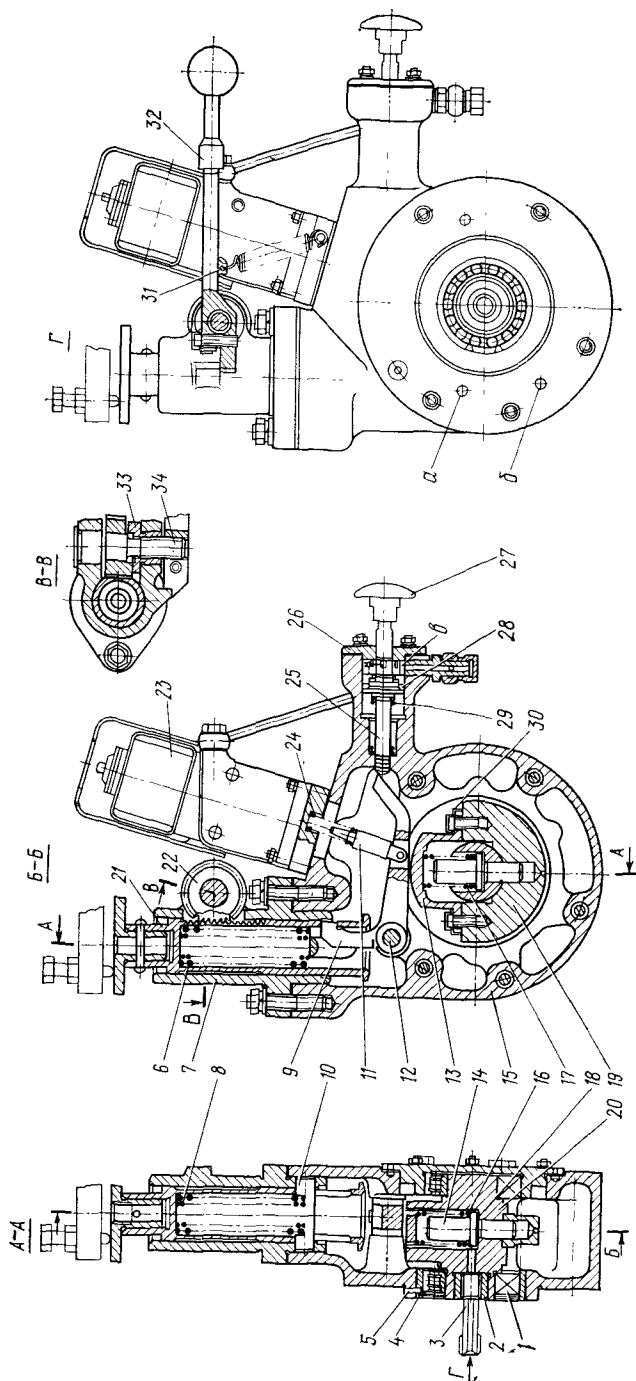


Рис. 95. Выключатель предельный:

1 — ролик; 2 — втулка шлицевая; 3 — валик; 4 — упор; 5 — скоба; 6 — упор; 7 — корпус; 8 — крышка; 9 — груз; 10 — валик; 11 — упор; 12 — валик; 13 — упор; 14 — упор; 15 — прокладка регулировочная; 16 — упор; 17 — упор; 18 — упор; 19 — упор; 20 — упор; 21 — упор; 22 — упор; 23 — упор; 24 — упор; 25 — упор; 26 — упор; 27 — упор; 28 — упор; 29 — упор; 30 — упор; 31 — упор; 32 — упор; 33 — упор; 34 — упор.

Т а б л и ц а 11

Дизели	Номиналь- ная частота вращения коленча- того вала, об/мин	Предельно допустимая частота, об/мин	Дизельн	Номиналь- ная частота вращения коленча- того вала, об/мин	Предельно допустимая частота, об/мин
ЗА-6Д49	1000	1150—1200	1А-9ДГ	1000	1115—1155
ЗАЭ-6Д49	860	990—1030	2-9ДГ	1000	1115—1155
26ДГ	850	940—980	4-9ДГ	750	840—920
1-9ДГ	1000	1115—1155	20ДГ	1100	1250—1300

введении его червяка в зацепление с зубчатым венцом маховика — муфты дизеля.

В 1978 г. на части дизель-генераторов были дополнительно введены устройство для ограничения дымления на переходных режимах работы и устройство, не допускающее снижение давления масла в системе, воздействующее непосредственно на регулятор частоты вращения. В первом случае топливо в цилиндры подается в зависимости от фактического давления наддува. Во втором случае снижение давления масла в системе приводит к автоматическому снятию нагрузки вплоть до остановки дизеля.

Предельный выключатель. Астатический выключатель центрального типа (рис. 95) установлен на приводе распределительного вала и приводится во вращение от одной из его шестерен через шлицевый валик 4. Конструктивное исполнение предельных выключателей всех модификаций дизелей типа Д49 одинаково: все имеют чувствительные элементы, реагирующие на изменение частоты вращения коленчатых валов, и кнопку для аварийной ручной остановки. Отличие состоит в том, что вследствие различия номинальной частоты вращения коленчатых валов различных модификаций дизелей различаются предельно допустимые частоты их вращения, это вызывает необходимость различных пределов тарировки предельных выключателей. Некоторые модификации дизелей имеют дистанционное управление аварийной остановкой с использованием электромагнитного или электропневматического привода. Напряжение в цепях управления может быть 24, 75 и 110 В. Тарировка предельных выключателей выполняется по табл. 11.

В алюминиевом корпусе 15 предельного выключателя размещен чувствительный элемент, состоящий из стального груза 19,

упора 14, пружины 17, уравнивающей центробежную силу груза, скобы 13 и регулировочных прокладок 16. Вал 20 вместе с грузом вращается в роликоподшипниках, установленных с одной стороны в обойме 4, а с другой в крышке 18. Сверху на корпусе закреплен автомат выключения. Для дистанционного управления аварийной остановкой дизеля на предельном выключателе установлен электропневматический вентиль 23, электрически связанный с цепью управления дизелем и при помощи трубопровода с воздушной системой цепей управления тепловоза. Возможен предельный выключатель без электропневматического вентиля.

Автоматическое действие предельного выключателя состоит в том, что при достижении предельно допустимой частоты вращения коленчатого вала груз 19 под действием центробежных сил преодолевает усилие пружины 17 и, переместившись до упора 14, воздействует на рычаг 10. Рычаг своим концом с выступом освобождает стакан 21 автомата выключения. Стакан под действием усилий пружин 6 и 8 перемещает тяги системы управления топливными насосами в положение прекращения подачи топлива в цилиндры дизеля.

Для приведения предельного выключателя в рабочее состояние необходимо рукоятку 32 повернуть вверх. При этом валик 34 через муфту 33 и шестерню 22 переместит стакан 21 вниз до зацепления выступа рычага 10 с вырезом в стакане.

При ручной аварийной остановке необходимо нажать на кнопку 27. В случае дистанционной аварийной остановки дизеля сигналом, поступившим из цепи управления тепловозом или от кнопки дистанционной аварийной остановки дизеля, в катушку электропневматического вентиля поступает ток. Электромагнит вентиля открывает воздушный клапан и воздух из воздушной магистрали управления дизелем поступает в полость в. Под давлением воздуха перемещается шток 25 и своим концом воздействует на рычаг 10, который, поворачиваясь на своей оси, плечом освобождает стакан 21. Стакан под усилием пружин перемещается вверх и, воздействуя на рычаги управления, устанавливает насосы в положение прекращения подачи топлива в цилиндры.

Реле давления. Реле (рис. 96) размещено на амортизаторах 2 в кронштейне 1 и соединено с масляной системой дизеля гибкими рукавами 3, 4, 7 и 8. При помощи штепсельного разъема реле соединено с электрической системой управления дизелем. Давление масла удлиняет сильфоны реле, которые, взаимодействуя с рамкой, замыкают соответствующие контакты в цепи управления дизелем. В зависимости от давления в масляной системе дизеля реле давления замыкает соответствующие контакты, которые запрещают пуск дизеля при давлении масла в лотке менее 0,02 МПа, приводят к сбросу нагрузки при давлении масла на входе в дизель менее 0,28 МПа и останавливают дизель при давлении масла в лотке менее 0,06 МПа.

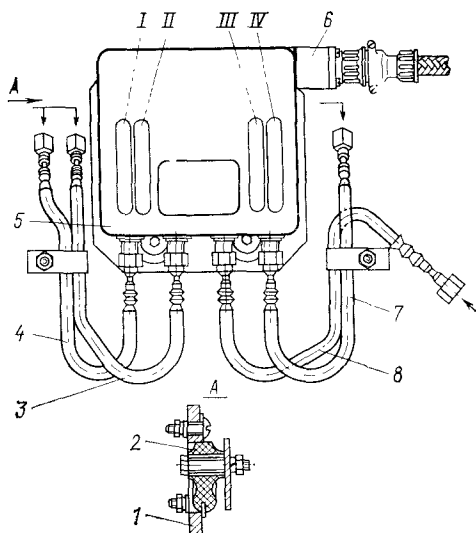


Рис. 96. Реле давления:
1 — кронштейн; 2 — амортизатор; 3, 4, 7, 8 — рукава; 5 — реле; 6 — клеммная коробка; I, II, III, IV — установки реле

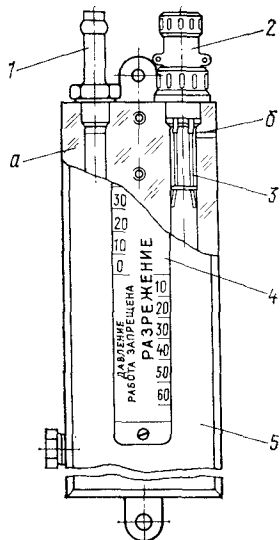


Рис. 97. Манометр дифференциальный:

1 — штуцер; 2 — колодка контактная; 3 — электроды; 4 — шкала; 5 — корпус; а — канал; б — отверстие вентиляционное

Необходимо проверять работу реле давления периодически на специальном стенде, оборудованном точными манометрами и соответствующими электрическими цепями, и поддерживать чистоту электрических контактов.

Манометр дифференциальный. Для остановки дизеля при превышении давления газов в картере свыше 60 мм вод. ст. используется дифференциальный манометр (рис. 97). Корпус 5 изготовлен из оргстекла с U-образным каналом а. Канал а заливается водным раствором с содержанием поваренной соли 5—10 % и 1—2 % калиевого хромпика по ГОСТ 2652—78 до уровня нулевой отметки шкалы. Штуцер 1 соединен с картером дизеля, а электроды с электрической схемой тепловоза. При превышении давления в картере выше допустимого водяной столб поднимается и замыкает электроды в цепи системы управления дизелем, что приводит к его остановке.

Система вентилятора картера. Система служит для вентиляции и создания разрежения в картере дизеля путем отсоса газов. Разрежение в картере предотвращает вытекание масла и выход газов через зазоры у валов, выходящих наружу, а также через неплотности в соединениях. На дизелях типа Д49 применяется система принудительной вентиляции. На двенадцати- и шестнадцатцилиндровых дизелях используется разница разрежений на всасывании в турбокомпрессоре и в картере (рис. 98). Газы отса-

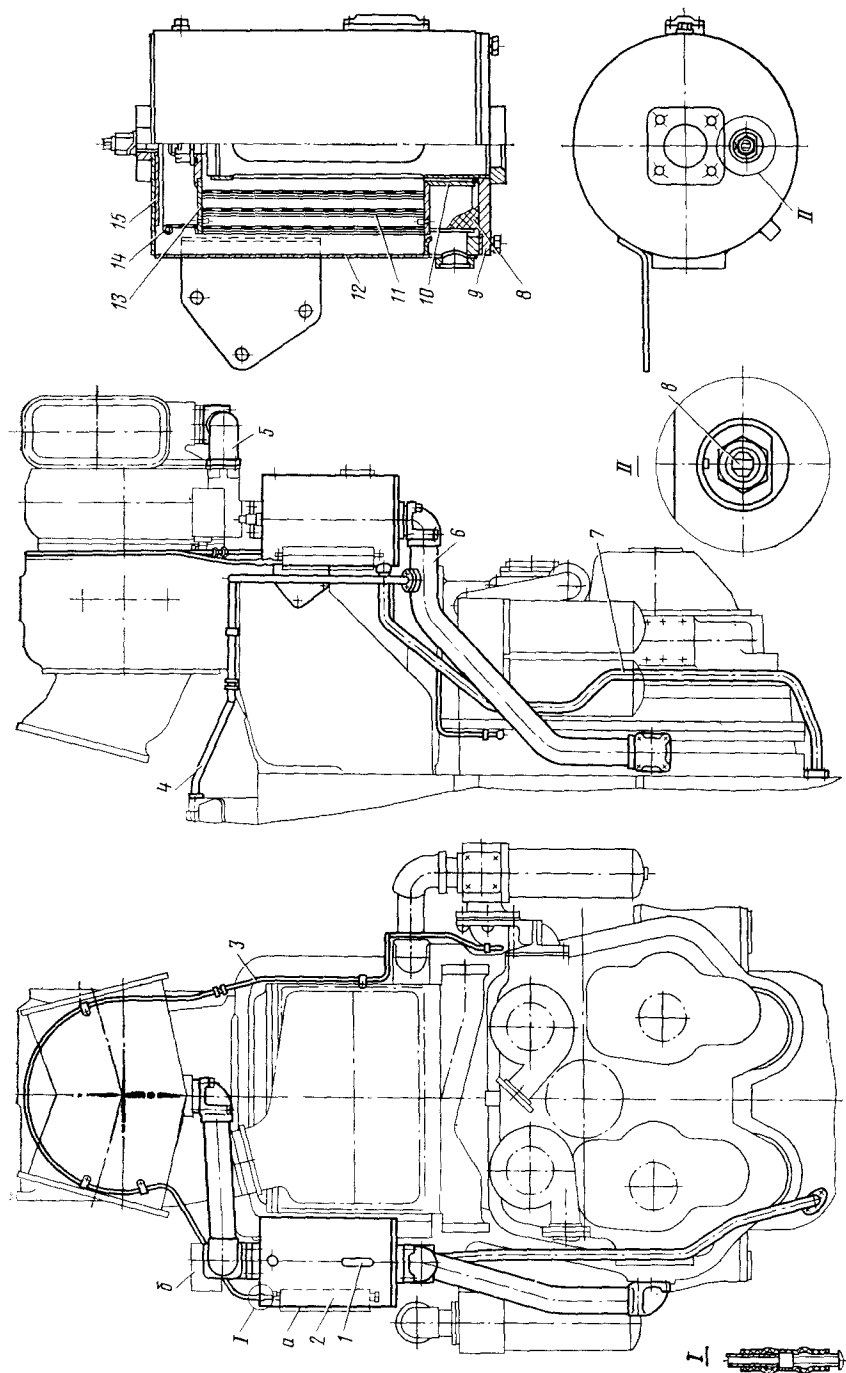


Рис. 98. Система вентиляции картера дизелей 12ЧН 26/26 и 16ЧН 26/26

1 — указатель; 2 — бачок маслоотделительный; 3, 4, 5, 6, 7 — трубы; 8 — канитель проволоковая; 9 — каркас; 10 — диск опорный; 11 — элемент маслоотделительный; 12 — корпус; 13 — диск нажимной; 14 — маслоотделитель; 15 — штифт; а — манометр дифференциальный; б — заслонка управляемая; в — риска

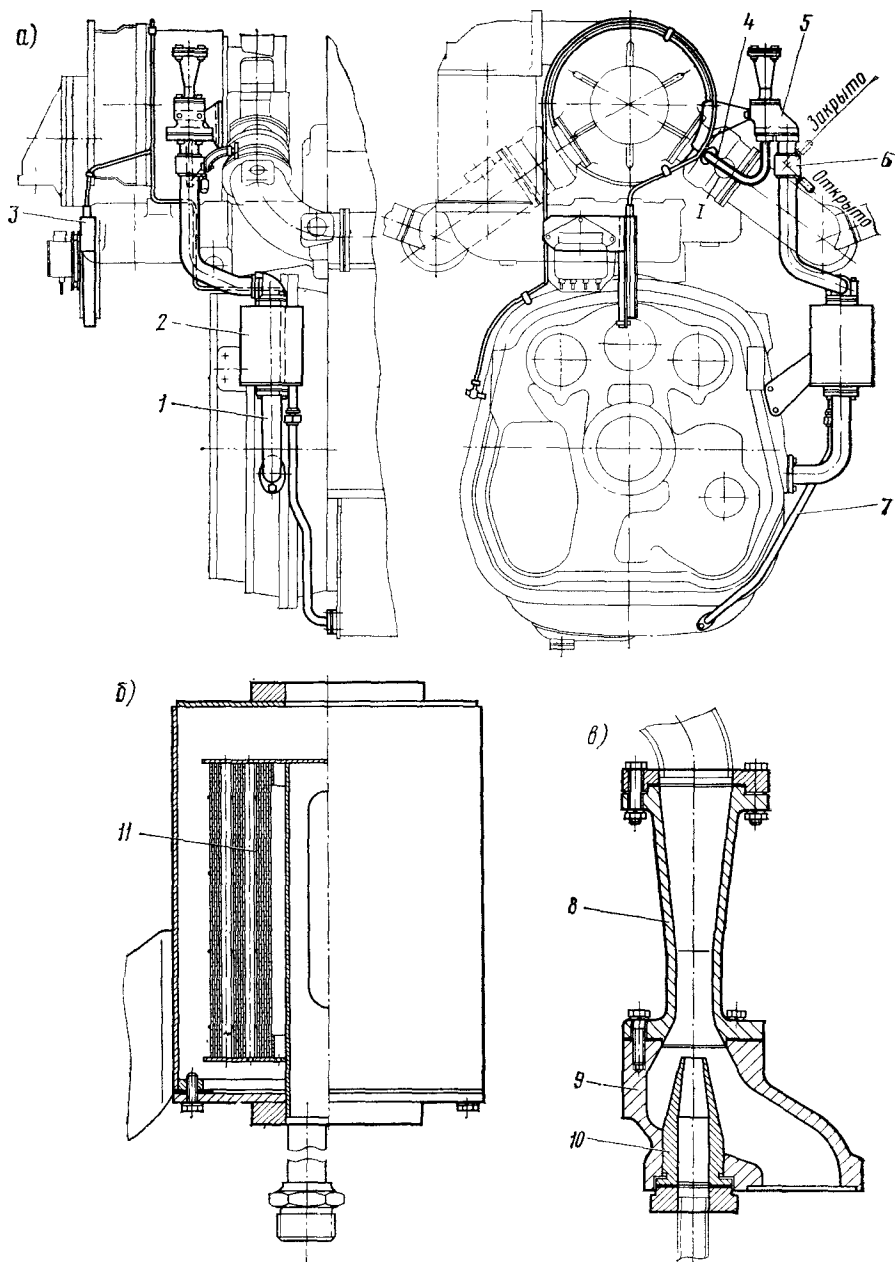


Рис. 99. Система вентиляции картера дизелей 8ЧН 26/26:

а — схема системы; б — фильтрующий элемент; в — эжектор; 1, 4, 7 — трубы; 2 — масло-отделительный бачок; 3 — дифманометр; 5 — эжектор; 6 — заслонка; 8 — диффузор; 9 — корпус; 10 — сопло; 11 — элементы

сываются во всасывающую полость компрессора. Система состоит из труб 3, 4, 5, 6 и 7, указателя 1, маслоотделительного бачка 2, управляемой заслонки 6 и дифференциального манометра а. Газы отсасываются из картера и лотка по трубам 6 и 4 и затем через маслоотделительный бачок по трубе 5 во всасывающую полость турбокомпрессора. Из маслоотделительного бачка масло стекает в картер по трубе 7. Разрежения в картере регулируются автоматически управляемой заслонкой и контролируются по дифманометру. В этой схеме улучшаются условия работы впускных клапанов крышки цилиндра. Пары масла, попадающие из картера, резко снижают износ фасок.

На восьмицилиндровых тепловозных дизелях используется *эжекционный отсос* (рис. 99) в выпускную систему дизеля. Из картера газы отсасываются по трубе 1, затем через маслоотделительный бачок 2 и эжектор 5 в выпускную систему. Из маслоотделительного бачка масло стекает в картер по трубе 7. Разрежение в картере регулируют вручную поворотом заслонки 6 и контролируют по дифманометру 3. В этой системе меньше засоряются секции охладителя наддувочного воздуха маслянистыми отложениями. Применяемые в системе вентиляции маслоотделители имеют одинаковую конструкцию.

Маслоотделительный бачок (см. рис. 98) предназначен для отделения паров масла из отсасываемых из картера газов. Все детали бачка стальные. Отсепарированное в элементах 11 масло стекает в нижнюю часть бачка, откуда по трубе 7 в картер дизеля. Шибер 15 предназначен для регулирования разрежения вручную при настройке системы вентиляции. Положение шибера определяется по риске в. Указатель 1 позволяет наблюдать за работой бачка. При нормальной работе масла в указателе не должно быть.

Заслонка управляемая (рис. 100) дизелей 12ЧН, 16ЧН и 20ЧН автоматически поддерживает разрежение в картере в заданных пределах и применяется на тепловозных дизель-генераторах типа Д49 в схемах с отсосом в компрессор турбокомпрессора. Принцип действия заслонки основан на использовании изменения давления воды после водяного насоса при изменении частоты вращения вала дизеля для управления заслонкой, изменяющей площадь проходного сечения корпуса. Газы из картера после маслоотделительного бачка проходят через корпус заслонки. Измерительным элементом узла является двойная мембрана 3 из резиноткани, к которой через кран 5 и корпус 2 подведена вода из водяной системы дизеля. Перемещение мембраны 3 через шток 4, тяги 6, 7 и рычаг 8 передается заслонке 11, закрепленной в прорези валика 1. При повышении частоты вращения коленчатого вала дизеля и, следовательно, увеличении давления воды, воздействующей на мембрану 3, заслонка 11 уменьшает площадь проходного сечения корпуса, при уменьшении частоты вращения дизеля увеличивает площадь проходного сечения. Такое управление заслонкой в за-

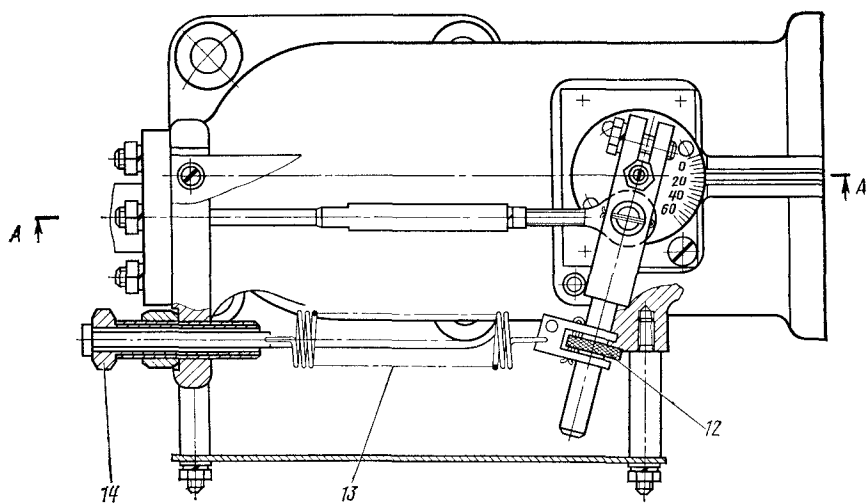
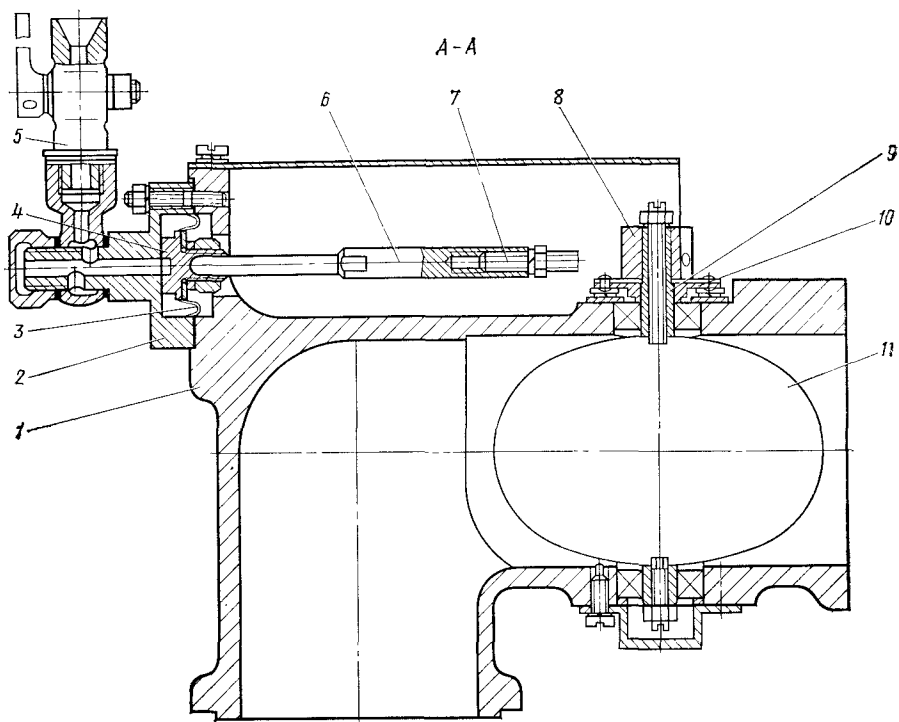


Рис. 100. Заслонка управляемая

висимости от давления воды (частоты вращения коленчатого вала дизеля) позволяет поддерживать разрежение в картере в диапазоне 50—1000 Па при работе по всей тепловозной характеристике. Начало поворота заслонки зависит от натяжения пружины 13, которое изменяется вращением втулки 14. Угол поворота заслонки зависит от плеча пружины относительно валика. Длина плеча изменяется вращением ролика 12. Угол установки заслонки зависит от общей длины тяг 6 и 7. Регулирование заслонки производится на заводе-изготовителе дизеля и проверяется на тепловозе.

Эжектор (см. рис. 99, в), примененный в системе вентиляции дизелей 8ЧН 26/26, создает разрежение, необходимое для отсоса газов из картера в системе с отсосом в выпускную систему. Газы из выпускного коллектора дизеля по трубе 4 подводятся к соплу 10. За счет разрежения, создаваемого струей выпускных газов в диффузоре 8, происходит отсос картерных газов.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА Д49

1. Основные параметры и характеристики

Дизели типа Д49 прошли всестороннюю длительную доводку на экспериментальных стендах и в эксплуатации. Широкие исследования, проведенные заводом в содружестве с рядом институтов, позволили получить характеристики дизелей типа Д49, отвечающие требованиям, предъявляемым к тепловозным двигателям.

Изменения отдельных параметров дизелей при работе по эксплуатационной характеристике приведены на рис. 101—103. Эксплуатационная характеристика должна обеспечивать приблизительно равномерный прирост мощности по позициям контроллера, располагаться в области наибольшей экономичности дизеля, иметь необходимый запас мощности на малых и средних частотах вращения коленчатого вала. Для дизелей среднего и высокого форсирования выполнение этих общих требований связано с необходимостью повышения воздушного заряда на долевых частотах вращения коленчатого вала (под долевой частотой понимается неноминальная частота вращения). Этого можно добиться за счет повышения коэффициента наполнения цилиндров и настройки турбокомпрессора.

Так, у дизелей 12ЧН 26/26 для этой цели применена импульсно-эжекционная система выпуска. Для дизелей 16ЧН 26/26, имеющих изобарную систему выпуска, задача повышения коэффициента наполнения решалась за счет снижения пульсации давления газов в выпускном коллекторе путем подбора его внутреннего диаметра и соответствующего уточнения фаз газораспределения. Сравнение осциллограмм давлений газа в коллекторах диаметром 0,15 и 0,183 м показало, что размах колебаний снизился в последнем в 1,8 раза. Это позволило уменьшить коэффициент остаточных газов в цилиндре и повысить коэффициент наполнения во всей эксплуатационной области режимов работы дизеля.

Увеличение расхода воздуха через двигатель на долевых частотах за счет увеличения коэффициентов наполнения и продувки приводит к повышению мощности турбины на этих режимах и росту давления наддува, т. е. массовый заряд воздуха увеличивается. С учетом этого фактора для дизеля 1А-5Д49 было выбрано перекрытие клапанов 90° поворота коленчатого вала (п. к. в.). Дополнительно повышение воздушного заряда в ци-

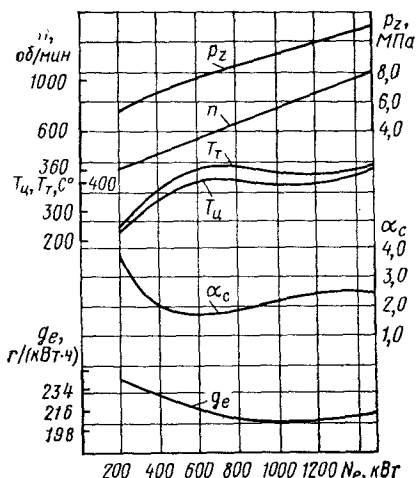
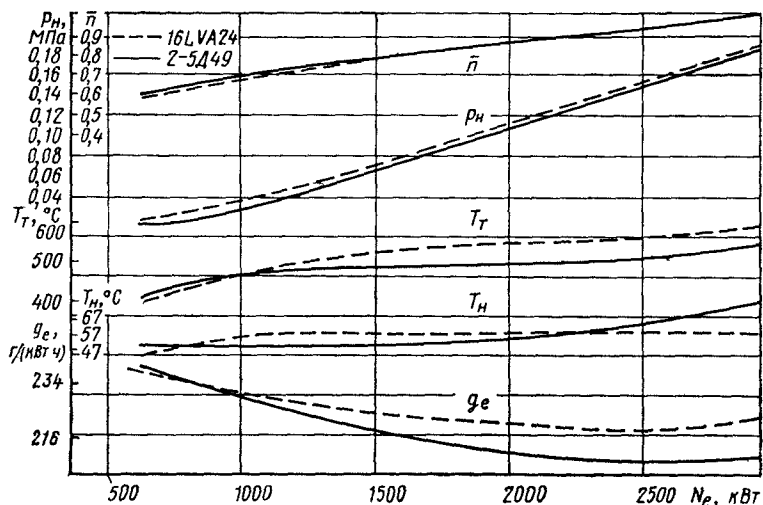


Рис. 101. Параметры дизеля 2-2Д49 при работе по тепловозной характеристике:

N_e — мощность двигателя; p_z — максимальное давление сгорания; n — частота вращения коленчатого вала дизеля; T_T — температура газов перед турбиной; T_u — температура газов за цилиндрами (средняя); α_c — суммарный коэффициент избытка воздуха; g_e — удельный эффективный расход топлива

Рис. 102. Параметры дизелей 2-5Д49 и 16LVA24 (фирмы Зульцер) при работе по тепловозным характеристикам:

$\bar{n}$ — отношение текущей частоты вращения коленчатого вала к номинальной; p_H — давление воздуха в ресивере; T_H — температура воздуха в ресивере (остальные обозначения см. на рис. 101)



линдрах на долевых частотах вращения для двигателя 1А-5Д49 было достигнуто за счет форсирования турбокомпрессора по давлению наддува до 0,23—0,25 МПа и смещения области его максимального к. п. д. в диапазон частот вращения коленчатого вала 1000—1100 об/мин.

Таким образом, доводочные работы, проведенные на дизелях 16ЧН 26/26 с эффективной мощностью 2250 кВт, позволили выполнить требования, предъявляемые к тепловозному дизелю по уровню мощности на эксплуатационных режимах при равномерной разбивке частоты вращения по позициям контроллера.

Как показали исследования, проведенные на дизелях 16ЧН 26/26, $N_c = 2940$ кВт (2-5Д49) и 20ЧН 26/26, $N_c = 4400$ кВт (1Д49), на двигателях с форсированием по среднему эффективному давлению более $1,47 \cdot 10^4$ МПа не удастся добиться при работе в зоне оптимальной экономичности равномерного прироста мощности дизеля с увеличением частоты вращения коленчатого вала, т. е. повышение форсирования дизеля приводит к тому, что скоростная характеристика его оптимальной экономичности приближается к параболической (см. рис. 103).

Анализ совместной работы форсированных дизелей и агрегатов наддува показывает следующее. При работе совместно с дизелем в случае снижения частоты вращения коленчатого вала почти пропорционально ее изменению уменьшается расход газа через турбину турбокомпрессора (рис. 104). В результате снижается мощность турбины и частота вращения ротора турбокомпрессора, что приводит к уменьшению давления наддува, увеличению расхода топлива, температуры и дымности выпускных газов. Чем выше степень форсирования дизеля, тем это отрицательное явление проявляется заметнее, что и служит причиной изменения скоростной экономической характеристики дизеля.

Такие явления, вызванные применением в системе воздухообеспечения турбокомпрессора, не связанного механически с коленчатым валом, присущи всем четырехтактным и двухтактным дизелям. Однако в двухтактных они проявляются менее заметно, что объясняется большими значениями коэффициента продувки, чем у четырехтактных дизелей. Это приводит к меньшему изменению расхода газа через турбину с уменьшением частоты вращения коленчатого вала дизеля. Для обеспечения пропорционального роста мощности дизеля по позициям контроллера машиниста при работе по скоростной экономической характеристике для форсированных дизелей 2-5Д49 и 1Д49 была введена неравномерная разбивка частоты вращения по позициям контроллера путем изменений в регуляторе частоты вращения и системе регу-

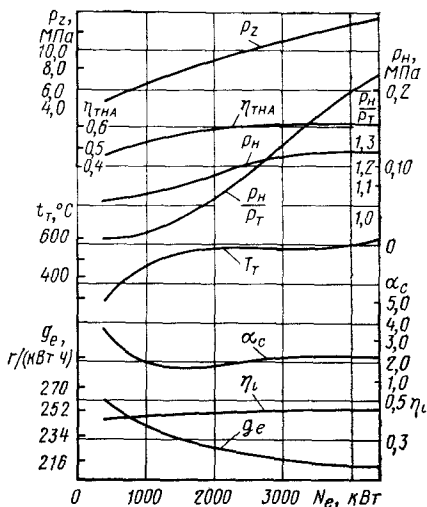


Рис. 103. Параметры дизеля 20ЧН 26/26 при работе по тепловозной характеристике:

$\eta_{та}$ — к. п. д. турбонаддувочного агрегата; $p_{н}/p_{т}$ — отношение давления воздуха в ресивере к давлению газов перед турбиной; α_s — суммарный коэффициент избытка воздуха, η_i — индикаторный к. п. д. (остальные обозначения см. на рис. 101 и 102)

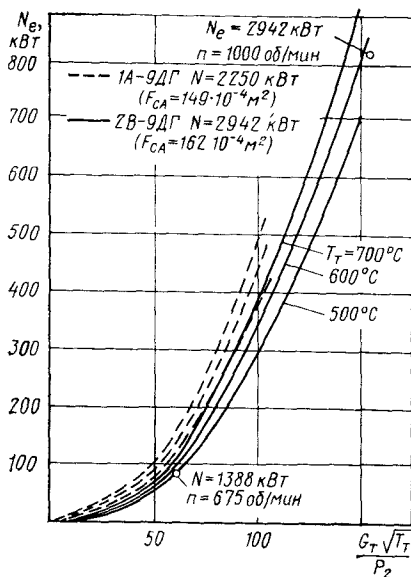


Рис. 104. Изменение мощности турбины турбокомпрессора 6ТК:

N_T — мощность турбины; F_{CA} — площадь соплового аппарата турбины, G_T — расход газа через турбину, кг/с; p_2 — давление газа за турбиной

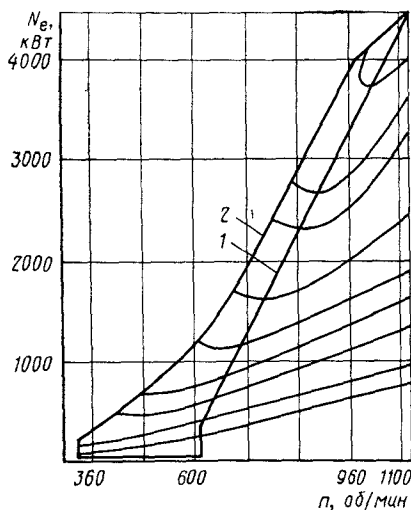


Рис. 105. Универсальная характеристика дизеля 20СН 26/26:

1 — эксплуатационная характеристика; 2 — ограничительная характеристика

лирования мощности тепловоза. На рис. 105 показана область эксплуатационных режимов и эксплуатационная характеристика дизеля 20СН 26/26 (1Д49), которая реализована на тепловозе ТЭП75.

Для улучшения эксплуатационных качеств тепловозов ТЭП70 и ТЭП75 была введена дополнительно маневровая позиция при минимальной частоте вращения вала дизеля (330—350 об/мин). При этом на 1-й рабочей позиции контроллера (для 2-5Д49 — 550 об/мин, для 1Д49 — 620 об/мин) мощность дизеля выше, чем на 1-й маневровой позиции. Это позволяет улучшить режим трогания тепловоза, так как мощность дизеля, связанная с ограничением скорости при подходе тепловоза к составу, реализована на 1-й маневровой позиции.

Выбор частоты вращения коленчатого вала дизеля на 1-й рабочей позиции определялся степенью приближения эксплуатационной характеристики к экономической и улучшением качества переходных процессов дизеля, что будет рассмотрено ниже. С увеличением форсирования дизеля оптимальная частота вращения на 1-й рабочей позиции смещается в сторону ее повышения. В этом случае целесообразно введение позиции второго холодного хода на частоте вращения 1-й рабочей позиции контроллера. Ступенчатая неравномерная разбивка частоты вращения вала дизеля по позициям, реализованная при малых изменениях существующих конструктивных элементов дизеля и тепло-

воза, может быть заменена бесступенчатым управлением частотой вращения дизеля. В этом случае требуется разработка новых элементов управления.

Таким образом, на всех модификациях дизелей Д49 за счет отработки рабочего процесса и рационального распределения частоты вращения удалось реализовать требуемую мощность по позициям контроллера машиниста при работе дизеля по скоростной экономической характеристике.

2. Эксплуатационная экономичность

Работа дизелей на тепловозе отличается широким спектром эксплуатационных режимов при относительно низком коэффициенте использования мощности (низкой средней эксплуатационной мощности). В связи с этим для получения высокой эксплуатационной экономичности дизеля необходимо иметь пологое протекание его расходной топливной характеристики в широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Расширение диапазона, экономической работы дизелей Д49 решалось за счет:

- 1) увеличения воздушного заряда в цилиндрах;
- 2) более эффективного сжигания топлива при малом воздушном заряде в цилиндре (малом коэффициенте избытка воздуха);
- 3) повышения механического коэффициента полезного действия двигателя;
- 4) отключения части цилиндров при работе на холостом ходу.

Применение тех или иных путей повышения экономичности для различных модификаций дизелей типа Д49 зависело от их уровня форсирования и условий работы на тепловозе. Для малофорсированных дизелей 8ЧН 26/26, применяемых на тепловозах с гидропередачей, улучшение эксплуатационной экономичности велось путем подбора топливной аппаратуры, степени сжатия, настройки турбокомпрессора и снижения минимальной частоты вращения холостого хода. Так, например, совершенствуя гидравлическую характеристику форсунки (изменено отверстие распылителя за иглой с 0,003 м до 0,0018 м), удалось уменьшить удельный расход топлива при работе по характеристике гидротрансформатора на режимах $n \leq 0,85n_{\text{ном}}$ до $18,88 \cdot 10^{-10}$ кг/Дж (рис. 106).

Уменьшение частоты вращения холостого хода с 400 до 300 об/мин позволило снизить часовой расход топлива при рабочих температурах масла на 13 %. При этом применение механизма отключения части цилиндров позволило обеспечить устойчивую работу дизеля без разжижения масла топливом.

Экономичность дизеля при его работе на холостом ходу может быть существенно повышена исключением переохлаждения масла (рис. 107). Уменьшение температуры масла с 70 до 55 °С приводит к росту часового расхода топлива на 16 %.

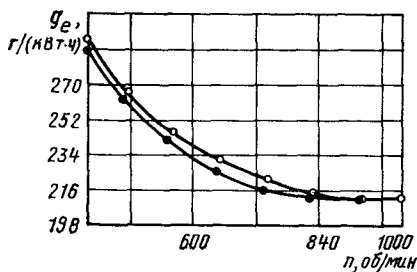


Рис. 106. Изменение расхода топлива дизеля 3А-6Д49 при работе по трансформаторной характеристике:

1 — диаметр иглы $3 \cdot 10^{-3}$ м; 2 — диаметр иглы $1.8 \cdot 10^{-3}$ м

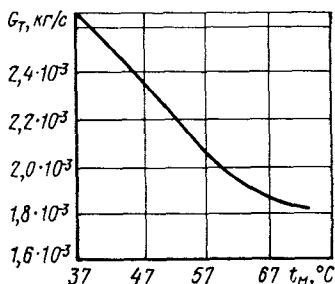


Рис. 107. Зависимость экономичности дизеля 3А-6Д49 от температуры масла T_m при работе на режиме холостого хода $n = 400$ об/мин

Работы по выбору формы камеры сгорания проводились заводом совместно с ЦНИДИ и велись в направлениях повышения концентрации свежего заряда в зоне топливного факела путем удаления его из «мертвых» зон и создания в камере сгорания направленного движения заряда. Одновременно уточнялись параметры регулирования дизелей и элементов топливной аппаратуры.

В результате проведенных работ внедрение поршня с новой формой камеры сгорания позволило получить повышение экономичности дизелей на долевых частотах вращения коленчатого вала на 4 %. Для дизелей 1А-5Д49 эксплуатационная экономичность от введения новых поршней возросла на 3,5 %.

Для высокофорсированных дизелей 2-5Д49 и особенно 1Д49, предназначенных для работы с электропередачей, в дополнение к вышеперечисленным мероприятиям доводка рабочего процесса на режиме номинальной мощности велась также исходя из необходимости ограничения тепловой и механической напряженности.

На экспериментальной индикаторной диаграмме рабочего процесса дизеля 1Д49 (рис. 108) показаны также зависимости температуры газов в цилиндре,

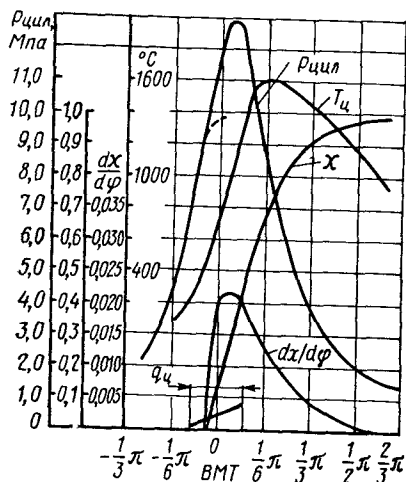
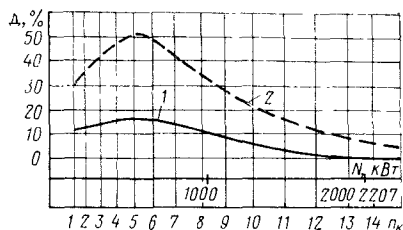


Рис. 108. Диаграмма рабочего цикла дизеля 20ЧН 26/26 на режиме $N_e = 4413$ кВт; $n = 1100$ об/мин:

$p_{цил}$ — текущее давление газов в цилиндре; $T_{ц}$ — текущая температура газов в цилиндре; χ — коэффициент тепловыделения; $dx/d\phi$ — скорость тепловыделения; $q_{ц}$ — цикловая подача топлива

Рис. 109. Влияние конструкции поршня на изменение дымности пуска дизеля 16ЧН 26/26 при работе по тепловозной характеристике:

1 — уточненная камера сгорания; 2 — исходный вариант; Д — дымность пуска; n_K — позиция контроллера машиниста



коэффициента тепловыделения и скорости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала. Из рисунка видно, что обеспечена относительно низкая скорость нарастания давления. Максимальная температура газов в цилиндре не превосходит 1630°C , а давление сгорания $12,75\text{ МПа}$. Такой характер рабочего процесса был получен проведением ряда мероприятий, главным из которых явилась установка двухступенчатого наддува с охлаждением воздуха после каждой ступени. Основное преимущество такой системы — высокий коэффициент полезного действия, который достигается благодаря снижению окружных скоростей колеса компрессора (снижение гидравлических потерь в колесе при уменьшении чисел Маха) и приближению процесса сжатия к изотермическому при установке холодильника воздуха между ступенями.

В результате доводочных испытаний к. п. д. системы воздухообеспечения дизеля 1Д49, подсчитанный по параметрам воздуха в ресивере, составлял $61\text{—}62\%$. Это позволило получить соотношение давлений в ресивере и коллекторе на уровне $1,27$ в широком диапазоне нагрузок, что создало хорошие условия для продувки цилиндров (см. рис. 105). Высокий к. п. д. системы воздухообеспечения позволил относительно снизить теплоотводы в холодный контур охлаждения и давление наддувочного воздуха, необходимое для ведения рабочего процесса. Таким образом, обеспечение продувки цилиндров и относительное снижение давления наддува позволили получить хорошие показатели по тепловой и механической напряженности дизеля 1Д49.

Одновременно с доводкой процесса велись работы по снижению дымности выпуска. На рис. 109 показано изменение дымности выпуска дизелем 1А-5Д49 при работе его по эксплуатационной характеристике с двумя вариантами поршней. Как видно из рисунка, дымность выпуска при измененной камере сгорания и соответствующих регулировках на установившихся режимах снизилась в $3\text{—}3,5$ раза.

3. Обеспечение качества переходных процессов

Приемистость транспортного дизеля (скорость нарастания мощности дизеля во времени) не может рассматриваться вне связи с условиями его нагружения на тепловозе.

Уравнение вращающего момента при разгоне дизеля

$$M_d = M_{\text{нагр}} + M_{\text{кин}},$$

где $M_{\text{нагр}}$ — момент полезной нагрузки.

Момент, затрачиваемый на сообщение кинетической энергии движущимся массам,

$$M_{\text{кин}} = I \frac{d\omega}{d\tau},$$

где I — момент инерции движущихся масс самого дизеля и приводимых механизмов, отнесенный к коленчатому валу; $\frac{d\omega}{d\tau}$ — ускорение движущихся масс.

Из этого уравнения видно, что при постоянном моменте, развиваемом дизелем, скорость его разгона будет зависеть от полезной нагрузки; чем выше уровень тепловозной характеристики, тем меньше $M_{\text{кин}}$ и медленнее дизель набирает частоту вращения. Для дизелей без наддува M_d относительно мало меняется в зависимости от скорости его разгона. Для дизелей с наддувом, и тем более высокофорсированных, на изменение M_d в большой степени влияет его скоростной режим. Переходный режим дизеля характеризуется нарушением рабочего процесса, связанным с несогласованием подачи топлива и воздуха в цилиндры, переходными процессами в системе топливоподачи, повышенным температурным состоянием камеры сгорания и т. д.

Как показывает расчетно-экспериментальный анализ, определяющее влияние на качество переходного процесса с ростом форсирования дизеля приобретает система воздухообеспечения и прежде всего работа турбины турбокомпрессора. Для разгона дизеля и приводных агрегатов необходим избыточный момент ΔM_d , который может быть получен увеличением цикловой подачи топлива (в пределах допустимых значений коэффициента избытка воздуха) и воздушного заряда. Для увеличения воздушного заряда необходимо увеличение частоты вращения вала турбокомпрессора, т. е. мощности турбины. Это может быть достигнуто либо увеличением расхода газа (увеличение частоты вращения вала дизеля), либо повышением температуры газа перед турбиной, а следовательно, и в цилиндрах. Повышение мощности турбины более эффективно при увеличении расхода газа, чем его температуры. Поэтому в случае если дизель медленно набирает частоту вращения (мал избыточный момент дизеля) и при отсутствии механизма, регулирующего подачу топлива в переходном процессе, разгон сопровождается повышенной температурой газа и деталей дизеля, низкой экономичностью и высокой дымностью выпуска. Из этого следует, что более эффективно вести разгон дизеля, начиная с большей частоты вращения или регулируя полезную мощность дизеля в период переходного процесса таким образом, чтобы обеспечить необходимый $M_{\text{кин}}$ для выхода дизеля на частоту вра-

щения, где практически снимаются ограничения по росту мощности турбины. Эта частота вращения дизеля определяет так называемое «пороговое» значение приведенного расхода газа. Для дизеля 1А-5Д49 (дизель-генератор 1А-9ДГ) оно равно примерно 30, а для 2-5Д49 (дизель-генератор 2-9ДГ) 45. Именно эти соображения принимались во внимание при выборе частоты вращения 1-й рабочей позиции контроллера дизелей 2-5Д49 и 1Д49 при формировании их эксплуатационной характеристики с неравномерной разбивкой частоты вращения по позициям.

Исследования эффективно-сти системы автоматического регулирования с неравномерной разбивкой частоты вращения по позициям контроллера с точки зрения обеспечения качества переходных процессов проводились на тепловозе ТЭП70 с дизель-генератором 2А-9ДГ. Характеристики тепловоза с регуляторами, обеспечивающими равномерную и заданную разбивку частоты вращения по позициям, представлены на рис. 110. На рис. 111 приведены обработанные осциллограммы изменения параметров дизеля при переводе контроллера с 0 на 15-ю позицию. Регулятор с заданной разбивкой частоты вращения имел устройство ограничения подачи топлива по давлению наддува.

При системе регулирования с неравномерной разбивкой частоты вращения по позициям контроллера характер протекания показателей дизеля в переходном процессе значительно улучшился. При переводе контроллера с 0 на 15-ю позицию время набора номинальной частоты вращения под нагрузкой составило 28 с (при равномерной разбивке частоты вращения 46 с).

Следует отметить, что время выхода дизеля на заданную мощность после достижения заданной частоты вращения определяется не дизелем, а скоростью движения индуктивного датчика регулятора мощности, которая в свою очередь определяется системой боксования тепловоза. Благодаря быстрому набору частоты вращения при опытной схеме регулирования резко увеличилась пропускная способность дизеля, что послужило причиной более интенсивного возрастания давления наддува. Его интенсивный рост отмечается уже с десятой секунды и давление наддува достигает значения, соответствующего мощности 2100 кВт, одновременно с достижением номинальной частоты вращения. Для серий-

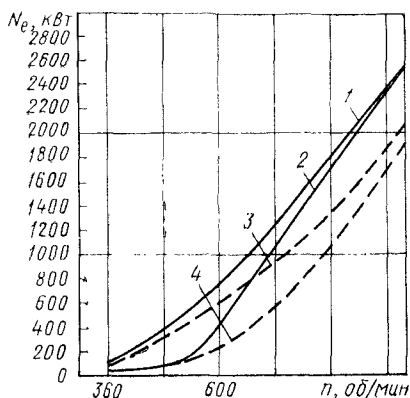


Рис. 110. Характеристики тепловоза ТЭП70 с дизель-генератором 2А-9ДГ: 1, 3 — тепловозные характеристики с серийным и опытным регуляторами; 2, 4 — селективные характеристики с серийным и опытным регуляторами

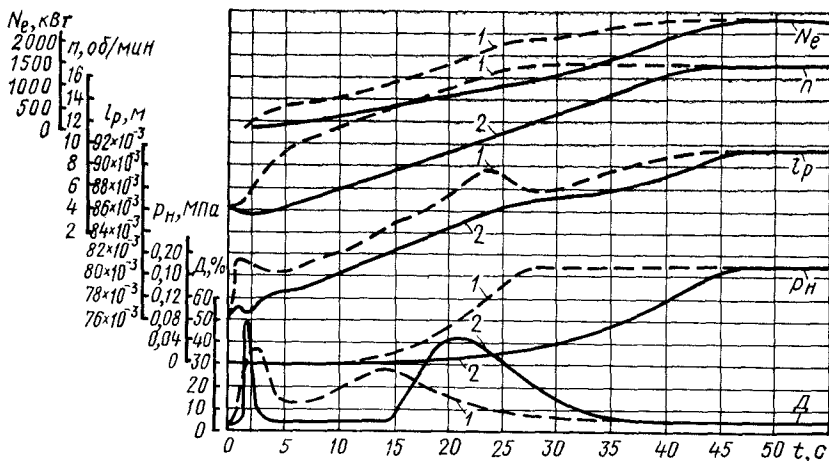


Рис. 111. Изменение параметров дизель-генератора тепловоза ТЭП70 при переходе с 0 на 15-ю позицию контроллера:

1 — с опытным регулятором; 2 — с серийным регулятором; l_p — выдвигание рейки топливного насоса; p_n — давление воздуха в ресивере; D — дымность выпуска

ной схемы рост давления наддува начинается с 19 с и проходит менее интенсивно. Дымность выпуска в период испытаний за счет настройки ограничения подачи топлива по давлению наддува не превышала 35 % (при серийной схеме 50 %).

Значительно улучшились пусковые качества тепловоза. При системе регулирования с неравномерной разбивкой частоты вращения значение тока 5000 А достигалось за 4,3 с вместо 12 с для серийной схемы. Осциллографирование процессов в масляной системе дизеля не показало при быстром увеличении частоты вращения нарушений в ее работе. В результате внедрения на тепловозы ТЭП70 системы управления с неравномерной разбивкой частоты вращения вала дизеля по позициям контроллера была обеспечена средняя скорость нарастания мощности дизеля 82 кВт/с, что отвечает требованиям к приемистости тепловозного дизеля, сформулированным ВНИИЖТ МПС.

Начиная с 1978 г. на все модификации дизелей 12ЧН 26/26, 16ЧН 26/26 и 20ЧН 26/26 устанавливаются регуляторы с коррекцией мощности и подачи топлива в зависимости от давления наддува. Это позволило обеспечить тепловую защиту дизеля в установившихся и переходных процессах, ограничить дымность выпуска на заданном уровне. Коррекция позволяет в период переходного процесса обеспечить согласование цикловой подачи топлива в цилиндр с воздушным зарядом в нем, косвенно характеризуемым давлением воздуха в ресивере. Перенастраивая функцию ограничения, можно добиваться разного коэффициента избытка воздуха в переходном процессе, а следовательно, регу-

лизовать уровень дымности выпуска и температурное состояние деталей.

На рис. 112 показаны кривые ограничения подачи топлива и мощности в зависимости от давления наддува, выбранные для дизель-генератора 2А-9ДГ тепловоза ТЭП70. Кривые ограничения имеют один излом, определяемый характером изменения положения реек топливных насосов при работе дизеля на установившихся режимах по эксплуатационной характеристике. Ограничению по подаче топлива предшествует ограничение по мощности, которое реализуется за счет индуктивного датчика регулятора мощности. Запас по выдвигению реек топливных насосов от их положения по тепловозной характеристике до ограничения как раз и определяет избыточный момент для разгона дизеля и дымность выпуска.

Эксплуатация дизелей 1А-5Д49 на тепловозах 2ТЭ116 показала, что установка регуляторов с коррекцией подачи топлива по давлению наддува не только улучшила качество переходных процессов, но и позволила значительно увеличить срок службы масла, так как уменьшилась степень засорения его продуктами неполного сгорания топлива.

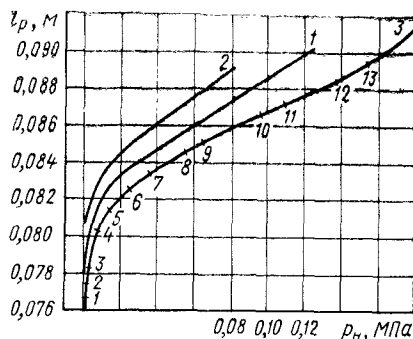


Рис. 112. Ограничительная характеристика регулятора по мощности и подаче топлива в зависимости от давления наддува дизеля 2А-5Д49 (тепловоз ТЭП70):

1 — ограничение по мощности; 2 — ограничение по подаче топлива; 3 — при работе по тепловозной характеристике; l_p — выдвигание рейки ТНВД; p_n — давление наддува; 1—13 — позиции контроллера

РЕГУЛИРОВАНИЕ И ИСПЫТАНИЯ ДИЗЕЛЯ И ЕГО УЗЛОВ

1. Регулирование дизеля

Дизель регулируют для обеспечения заданных показателей его работы на эксплуатационных режимах по мощности, экономичности, приемистости, надежности и т. д. Нарушение заводских рекомендаций по регулировке дизеля в эксплуатации, порой малозаметное по регистрируемым параметрам, может привести к серьезным отрицательным последствиям.

К конструктивным факторам, с которыми приходится сталкиваться при регулировке дизеля, относятся общий угол опережения подачи топлива; фазы газораспределения; цикловая подача топлива и угол опережения подачи топлива по цилиндрам; взаимодействие привода управления топливными насосами с регулятором частоты вращения и предельным выключателем.

Определение положения поршня в верхней мертвой точке. Поршень имеет два характерных положения: верхнее положение, когда расстояние между поршнем и крышкой минимальное, называется *верхней мертвой точкой* (в. м. т.), и нижнее, когда это расстояние максимальное, — *нижней мертвой точкой* (н. м. т.). Разница между этими характерными точками составляет 180° поворота коленчатого вала.

Основные положения поршня служат началом отсчета для всех конструктивных регулировок дизеля. Приспособление для определения верхней мертвой точки имеется в комплекте инструмента и приспособлений к каждому дизель-генератору. Отсчет градусов поворота коленчатого вала ведется по ведущему диску муфты, который имеет градуировку от 0 до 360° . Здесь же нанесены метки в. м. т. поршней, расположенные по порядку работы цилиндров.

Градуировка диска и нанесение меток в. м. т. осуществляются на заводе; в эксплуатации иногда приходится уточнять правильность установки стрелки, от которой ведется отсчет положения коленчатого вала. Обычно эта операция выполняется после ремонта дизеля.

Приспособление для проверки в. м. т. состоит из индикатора, кронштейна и штока. Шток через индикаторный канал вводят в цилиндр до упора в головку поршня (индикаторный кран при этом должен быть снят). Перемещение поршня при проворачива-

нии коленчатого вала передается штоку и фиксируется индикатором, установленным на кронштейне. Поставив приспособление, необходимо повернуть коленчатый вал дизеля до полной остановки стрелки индикатора, который после этого устанавливается с натягом 5—6 мм, а цифру «нуль» шкалы индикатора необходимо совместить со стрелкой.

Для того чтобы выбрать зазоры в приводе распределительного вала коленчатый вал поворачивают вначале против направления его вращения до тех пор, пока шток приспособления не переместится на 3—4 мм, а затем по направлению вращения до тех пор, когда индикатор покажет 1,5—2,00 мм (например, $1,80 \pm 0,02$ мм) до нулевого положения. В этот момент на диске муфты отмечается положение стрелки.

Затем коленчатый вал дизеля поворачивают по направлению вращения так, чтобы шток приспособления переместился на 3—4 мм от нулевого положения (при этом поршень пройдет в. м. т.), а потом, выбирая зазоры, против направления вращения так, чтобы стрелка индикатора приспособления не доходила 1,50—2,00 мм (в данном случае $1,80 \pm 0,02$ мм) до нулевого положения, и отмечают на диске муфты положение стрелки. Верхнюю мертвую точку находят делением пополам расстояния между полученными отметками на диске муфты.

Проверка и регулирование общего угла опережения подачи топлива. От угла опережения подачи топлива в цилиндр в большой мере зависит характер протекания рабочего процесса и температура деталей цилиндра-поршневой группы. Для дизелей типа Д49 при применении поршней по чертежу 5Д49.22СБ-6 общий угол опережения подачи топлива устанавливался в положении 22—23° поворота коленчатого вала до в. м. т., а для поршней по чертежу 5Д49.22СБ-9 в положении 25—28° поворота коленчатого вала до в. м. т. в зависимости от форсировки дизеля. Неправильная установка угла опережения подачи топлива может вызвать ряд нежелательных явлений. Угол опережения подачи топлива устанавливается более ранним, чем положено. В этом случае увеличиваются давление сгорания (неточность в 1° п. к. в. дает изменение максимального давления сгорания от 0,3 до 0,4 МПа в зависимости от форсирования двигателя) и жесткость работы двигателя (ощущаются «на слух» звонкие удары в цилиндрах, особенно в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от 400 до 700 об/мин). В результате снижается ресурс дизеля за счет роста динамических нагрузок на детали цилиндра-поршневой группы и подшипники коленчатого вала.

При установке более позднего момента начала подачи топлива происходит уменьшение максимального давления сгорания и жесткости работы двигателя, дымность выпуска увеличивается, снижается экономичность в диапазоне 70—100 % $N_{ном}$ и, хотя температура крышки цилиндров и поршня при уменьшении угла опережения подачи топлива на 2—3° п. к. в. относительно реко-

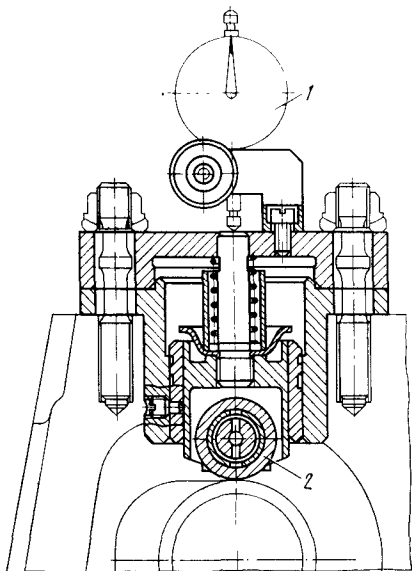


Рис. 113. Приспособление для замера общего угла опережения подачи топлива

мендованного несколько уменьшается, возрастает температура выпускных клапанов и деталей турбины за счет роста температуры выпускных газов. В обоих случаях пропорционально экономичности изменяется мощность двигателя.

При доводке дизеля угол опережения подачи топлива выбирается с учетом вышеприведенных факторов и допуска на индивидуальную регулировку угла по цилиндрам, за счет прокладок под топливные насосы высокого давления. Поэтому необходимо тщательно придерживаться рекомендаций завода при регулировке угла опережения подачи топлива.

Конструкция распределительного вала дизеля обеспечивает фиксированное (в соответствии с порядком работы цилиндров) расположение ку-

лачковых шайб привода впускных, выпускных клапанов и топливных насосов. Привод распределительного вала позволяет устанавливать взаимное положение коленчатого и распределительного валов с точностью $0,27^\circ$ п. к. в. за счет разницы шлицев соединительной втулки и приводного вала. Установка и проверка общего угла опережения подачи топлива выполняется только при ремонтах двигателя, связанных с разборкой узла привода распределительного вала.

Соединение распределительного вала с коленчатым валом. Предварительно штанги привода впускных и выпускных клапанов снимают, так как при начальных стадиях процесса соединения валов можно погнуть штанги и клапаны от соприкосновения их с поршнями. Соединение распределительного вала с коленчатым валом производится после проверки в. м. т.

Вместо первого топливного насоса устанавливают приспособление (рис. 113) для замера общего угла опережения подачи топлива и в любом положении распределительного и коленчатого валов вводят шлицевую втулку (см. рис. 36) в зацепление с шестерней привода распределительного вала и распределительным валом.

Медленно поворачивая валоповоротным механизмом коленчатый вал по направлению вращения, определяют, когда толкатель приспособления будет находиться на цилиндрической части топливной шайбы. В этом положении распределительного вала уста-

навливают индикатор с натягом 2—3 мм, а цифру «нуль» шкалы индикатора совмещают с его стрелкой. Далее поворачивают коленчатый вал по направлению вращения до подъема толкателя приспособления на 5 мм (отсчет ведется по шкале индикатора). Специальным съемником выводят шлицевую втулку из зацепления с распределительным валом, коленчатый вал проворачивают по направлению вращения и устанавливают в положение, соответствующее размеру опережения подачи топлива в градусах, приведенных в формуляре дизель-генератора. После этого шлицевую втулку вводят в зацепление с шестерней распределительного вала и распределительным валом: снимают съемник, ставят маслоотбойник, регулировочное кольцо и при помощи специальных щипцов устанавливают стопорное кольцо. Правильность соединения распределительного вала с коленчатым валом проверяют по общему углу опережения подачи топлива.

Проверка угла опережения подачи топлива. Общий угол опережения подачи топлива проверяют в порядке, установленном инструкцией, по первому цилиндру с использованием того же приспособления, что и для соединения распределительного вала с коленчатым (см. рис. 113). Для этого валоповоротным механизмом поворачивают коленчатый вал по направлению вращения до тех пор, пока толкатель 2 приспособления станет на цилиндрическую часть топливной шайбы. В этом положении индикатор приспособления устанавливают с натягом 2—3 мм и цифру «нуль» шкалы индикатора 1 совмещают со стрелкой. Затем коленчатый вал поворачивают по направлению вращения до подъема толкателя приспособления на 5 мм (отсчет ведется по шкале индикатора). Это положение соответствует началу подачи топлива, которое определяется по числу градусов на диске муфты между стрелкой и меткой в м. т. проверяемого цилиндра.

Угол опережения подачи топлива регулируют в случае, если его величина не соответствует записанной в формуляре дизеля. Для этого нажатием на рычаги специальным приспособлением снимают штанги привода клапанов во избежание их повреждения при соприкосновении с поршнем. Затем открепляют и снимают крышку (см. рис. 36) привода распределительного вала; специальными щипцами, имеющимися в комплекте инструмента, снимают стопорное кольцо, вынимают регулировочное кольцо и маслоотбойник; снимают индикатор приспособления. На шлицевую втулку устанавливают съемник и медленным вращением коленчатого вала по направлению вращения находят положение, при котором шлицевая втулка свободно выходит из зацепления, отмечают на диске муфты показание стрелки и вынимают шлицевую втулку. После этого поворачивают коленчатый вал:

при уменьшении общего угла опережения подачи топлива — по направлению вращения коленчатого вала на необходимый угол уменьшения опережения подачи топлива от полученного при проверке;

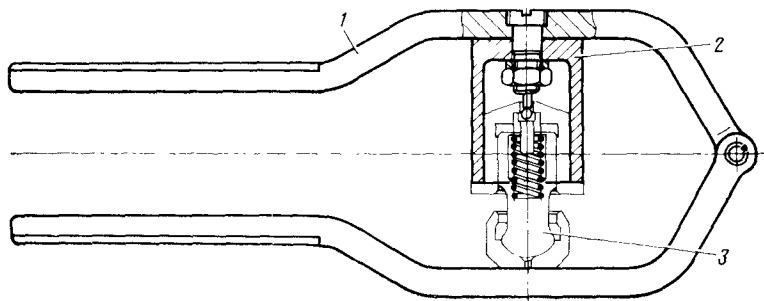


Рис. 114. Приспособление для удаления масла из гидротолкателя:
1 — рукоятка; 2 — колпачок; 3 — гидротолкатель

при увеличении общего угла опережения подачи топлива — против направления вращения коленчатого вала на угол $5\text{--}6^\circ$ больше, чем угол, на который требуется изменить опережение, а затем по направлению вращения коленчатого вала на необходимый угол увеличения опережения подачи топлива. Затем шлицевую втулку вводят в зацепление с шестерней привода распределительного вала и самим валом, устанавливают маслоотбойник, регулировочное и стопорное кольца. После контрольной проверки полученного угла опережения подачи топлива устанавливают крышку на привод распределительного вала и штанги.

Проверка фаз газораспределения. Фазы газораспределения определяют начало открытия и конец закрытия впускных и выпускных клапанов относительно верхней и нижней мертвых точек. От правильности установки фаз зависит процесс газообмена в цилиндре двигателя и как следствие мощность, расход топлива, температура выпускных газов, дымность и т. д. С проверкой фаз газораспределения на двигателе приходится сталкиваться обычно в процессе ремонта, когда распределительный вал разбирают. Фазы газораспределения проверяют после проверки опережения подачи топлива, т. е. если есть уверенность в правильности соединения распределительного вала с коленчатым валом.

Перед проверкой необходимо удалить масло из гидротолкателей и выбрать в них зазоры. Масло из гидротолкателей удаляется с помощью специального приспособления (рис. 114). Зазор в гидротолкателях выбирается с помощью мерного набора пластин щупа, устанавливаемых между колпачками клапана и гидротолкателя. Проверка фаз газораспределения на дизеле производится с помощью приспособления, показанного на рис. 115.

При заводской сборке распределительного вала все кулачковые шайбы устанавливают на фиксирующие шпонки, пазы под которые в вале сделаны в строгом соответствии с порядком работы цилиндров. Поэтому проверку фаз достаточно вести по одному цилиндру, в соответствии с заводской инструкцией — по первому

правому. Для этого снимают крышку кожуха крышки цилиндра, валоповоротным механизмом проворачивают коленчатый вал по направлению вращения и устанавливают кривошип проверяемого цилиндра в положение $85-90^\circ$ после н. м. т., когда проверяют начало открытия впускных клапанов, и в положение $85-90^\circ$ за в. м. т., когда проверяют начало открытия выпускных клапанов. Устанавливают на колпак крышки цилиндра приспособление для проверки фаз газораспределения так, чтобы шток приспособления опирался на тарелку одного из клапанов, индикатор устанавливают с натягом 7—8 мм, а цифру «нуль» шкалы индикатора совмещают с его стрелкой. Медленно проворачивают коленчатый вал дизеля по направлению вращения и отмечают по шкале индикатора 5 мм открытия клапана. В этом положении коленчатого вала отсчитывают число градусов на шкале муфты между положением стрелки и меткой в. м. т. при проверке начала открытия впускных клапанов и н. м. т. при проверке начала открытия выпускных клапанов.

Полученные значения фаз газораспределения должны соответствовать указанным в формуляре дизель-генератора.

Проверка и установка зазоров в гидротолкателях. Торцовый зазор между корпусом и плунжером гидротолкателя подобран из расчета компенсации температурных удлинений деталей клапанного механизма и одинаков для всех модификаций дизелей типа Д49. На холодном двигателе при температуре охлаждающей воды, масла и температуре окружающей среды около 20°C он равен для впускных клапанов 0,4—0,6 мм, для выпускных клапанов 0,6—0,8 мм. При недостаточном зазоре клапан не будет полностью закрываться и в результате прорыва газов в процессе сгорания температура его тарелки недопустимо повысится. Это может привести к повреждению клапана и седла в крышке цилиндра. Внешним признаком недостаточных зазоров в гидротолкателях является повышение температуры выпускных газов соответствующих цилиндров, а в отдельных случаях прекращение работы этих цилиндров на холостом ходу.

При увеличенном зазоре в гидротолкателе может повыситься скорость посадки клапана на седло и как следствие вызовет интенсивный износ фасок клапана и седла. Чтобы для каждого впускного и выпускного клапанов одной крышки цилиндра за-

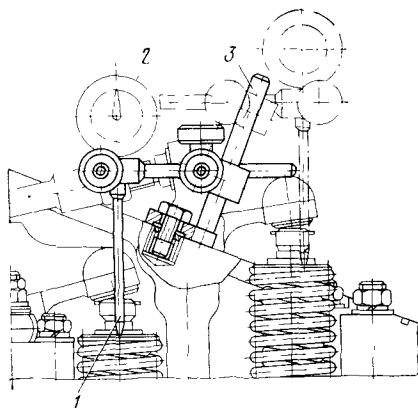


Рис. 115. Приспособление для проверки фаз газораспределения:

1 — шток; 2 — индикатор; 3 — стойка

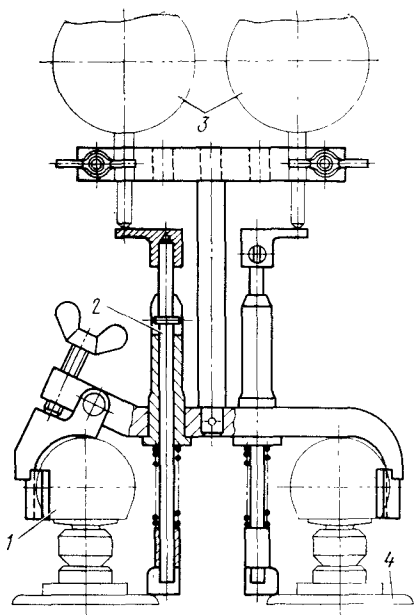


Рис. 116. Приспособление для проверки зазоров на масло в гидротолкателях и одновременности открытия клапанов;

1 — рычаг; 2 — шток; 3 — индикатор; 4 — тарелка клапана

зоры в гидротолкателях находились в пределах допуска, необходимо установить неодновременность открытия клапанов не выше 0,2 мм.

Проверка и установка одновременности открытия клапанов и зазоров на масло производится с помощью приспособления (рис. 116). Вначале поршень проверяемого цилиндра устанавливают в в. м. т. при такте сжатия (ролики рычагов распределительного вала должны находиться на цилиндрической части шайбы), затем снимают штанги и вынимают из рычагов гидротолкатели.

После удаления масла из гидротолкателей их устанавливают обратно в рычаги согласно маркировке, а на рычаг крышки цилиндра устанавливают приспособление так, чтобы его штоки стояли на тарелках клапанов в плоскости, проходящей через оси клапанов, или несколько ближе к лотку.

Индикаторы устанавливают с натягом 1,5—2 мм и совмещают цифру «нуль» шкал индикаторов с их стрелками.

Нажатием на рычаг определяют зазор на масло и одновременность открытия клапанов (стрелки индикаторов при выборе зазора перемещаются на плюс; при начале открытия клапанов или стоят, или незначительно перемещаются на минус), зазор определяется по окончании движения стрелок индикаторов на плюс. Одновременность открытия клапанов в пределах допуска достигается подбором или шлифовкой колпачков клапанов.

Если зазоры на масло в гидротолкателях при удовлетворительной одновременности будут больше или меньше допустимых пределов, их регулируют увеличением или уменьшением длины штанг. После регулировки необходимо законтрить штанги и застопорить контргайки, после чего вновь проверить зазоры на масло.

2. Обкатка дизелей

Обкатка дизеля проводится после переборки узлов или замены в них изношенных деталей. Даже при разборке узла без замены или ремонта его деталей практически не удастся при

последующей сборке точно восстановить сопряжения трущихся поверхностей. Поэтому во избежание задира в этом случае также необходимо проводить обкатку дизеля. Длительность и чередование режимов обкатки выбирают из условия приработки трущихся поверхностей деталей дизеля без их перегрева.

Регулировка дизеля во время испытаний включает в себя регулировку по цилиндрам температуры выпускных газов и давления сгорания; установку общего упора подачи топлива; проверку и регулировку разбивки частоты вращения вала дизеля и уровня мощности по позициям контроллера; проверку и регулировку защит дизеля от повышения частоты вращения (предельный выключатель), падения давления масла, превышения температур воды и масла дизеля, появления давления газов в картере. От качества регулировки во время испытаний дизеля зависят его технико-экономические показатели и моторесурс. Поэтому регулировку необходимо вести тщательно и систематически контролировать в период эксплуатации.

В зависимости от объема проводимых работ обкатка дизеля может быть полной или сокращенной. Дизель проходит полную обкатку после его сборки на заводе-изготовителе и после ремонтных работ, связанных с его полной разборкой. Длительность полной обкатки зависит от модификации дизеля и указана в заводских инструкциях. Отличие обкатки дизеля на стенде и в условиях тепловоза прежде всего заключается в режиме его нагружения. Так, для дизеля 3А-6Д49, работающего с гидропередачей, в условиях тепловоза обкатку предварительно ведут на холостом ходу. При работе с электропередачей, как правило, обкатка в тепловозе после ремонта проводится с неотрегулированными электрической схемой управления нагрузкой и регулятором, с неточной разбивкой частоты вращения по позициям контроллера. В этом случае обкатка совмещается с предварительной настройкой этих систем. Необходимо иметь в виду, что даже кратковременный выход без обкатки на повышенную частоту вращения или нагрузку для регулировки электрической схемы и регулятора частоты вращения может привести к серьезным отрицательным последствиям. Так, кратковременный выход на повышенную частоту вращения без обкатки может привести к быстрому перегреву вкладышей подшипников коленчатого вала. В результате этого тонкостенные вкладыши приобретают «корсетность» и нарушается их прилегание к подвеске блока цилиндров. В процессе дальнейшей работы вкладыш перегревается из-за уменьшения отвода тепла от него в подвеску, его геометрия нарушается и подшипник быстро выходит из строя, приводя к задиру коленчатого вала двигателя.

Так же опасно до окончания обкатки повышение нагрузки дизеля. В период обкатки работа трения во всех узлах дизеля выше, чем после приработки деталей. Поэтому с точки зрения надежности цилиндро-поршневой группы нежелательно в период

обкатки иметь температуру газов на выходе из отдельных цилиндров выше, чем 580°C .

На тепловозе с электропередачей снижение мощности может быть достигнуто подрегулировкой системы нагружения дизеля или при работе в режиме ограничения по напряжению (при работе на водяные реостаты). В остальных случаях заданной нагрузки можно добиться при работе на аварийном возбуждении. В процессе обкатки ведется контроль параметров и состояния дизеля, работы его систем. Для этого вся обкатка разбивается на ряд этапов с остановкой после каждого из них. В конце каждого этапа необходимо замерить параметры двигателя и его систем для оценки работы всех цилиндров (определяется по температуре выпускных газов и давлению сгорания), степени загрязненности фильтров масла и т. д. После окончания каждого этапа работы дизель останавливают: осматривают шатунно-поршневую группу, клапанно-рычажный механизм крышек цилиндров; устраняют выявленные неисправности, выполняют необходимые предварительные регулировки двигателя и систем тепловоза. Если какой-либо из цилиндров двигателя не работает, снимают форсунку и проверяют на специальном стенде; при отсутствии замечаний снимают топливный насос высокого давления и также проверяют на стенде. Подробный перечень работ, проводимых в период обкатки, указан в заводской инструкции.

Перед последним этапом обкатки по результатам снятия параметров в конце предпоследнего этапа необходимо убедиться, что максимальное давление сгорания по цилиндрам ниже, чем предельно допустимое для данного дизеля с учетом температуры воздуха на входе в компрессор не менее чем на $1,0\text{ МПа}$. Если давление сгорания по какому-либо цилиндру превосходит это значение, следует уменьшить опережение подачи топлива в данный цилиндр (подложить прокладку под топливный насос высокого давления).

После завершения обкатки обычно необходимо вынуть форсунки и провести их ревизию с оценкой качества распыла; дозатянуть шпильки крепления втулок цилиндров к крышкам цилиндров и осей рычагов крышки цилиндра, проверить одновременность открытия клапанов и зазор на масло в гидротолкателях; проверить крепление выпускных коллекторов к крышкам цилиндров и всех узлов, установленных на дизеле; проверить легкость перемещения механизма управления топливными насосами и реек топливных насосов. После завершения этих работ приступают к окончательной регулировке дизеля и его систем.

3. Регулирование дизеля и его систем при испытаниях

Дизель регулируют по температуре выпускных газов и давлению сгорания в цилиндрах, изменяя цикловую подачу топлива и опережение впрыскивания. Цикловую подачу устанавливают изменением положения рейки топливного насоса высокого давления,

а опережение впрыскивания подбором прокладок различной толщины под фланец крепления насоса к лотку распределительного вала. Необходимо учитывать, что неправильная регулировка двигателя приводит к перегреву и перегрузке отдельных цилиндров, повышенной дымности пуска, потери экономичности и ресурса.

Правильность регулировки дизеля оценивают по трем параметрам: разницы положения реек топливных насосов, разницы температуры газов по цилиндрам, разницы максимального давления сгорания в цилиндрах. Для каждой модификации дизелей допустимые отклонения значений этих параметров найдены экспериментальным путем на заводе и зависят от форсирования двигателя, количества цилиндров и конструкции выпускной системы. Эти величины указаны в формуляре и инструкции по эксплуатации каждого дизеля.

По температуре выпускных газов и давлению сгорания дизель регулируют в такой последовательности. На остановленном дизеле при нулевом положении вала серводвигателя регулятора замеряют и в случае необходимости устанавливают выход реек всех топливных насосов равным $72 \pm 0,2$ мм. Далее дизель пускают и выводят на режим полной мощности. После стабилизации параметров (температуры газов, давления наддува, температур воды и масла), но не ранее чем через 15 мин замеряют максимальное давление сгорания по цилиндрам. Если разность давлений сгорания превышает допустимое значение, проводят регулировку изменением толщины прокладок под топливными насосами, но не более чем на $\pm 0,5$ мм от значения, выбитого на корпусе топливного насоса. Прокладка 0,5 мм изменяет опережение подачи топлива на 2° п. к. в., при этом увеличение прокладки уменьшает, а уменьшение увеличивает опережение и соответственно максимальное давление сгорания. Изменение максимального давления при увеличении толщины прокладки на 0,5 мм для разных модификаций дизелей несколько отличается и колеблется в пределах 0,4—0,7 МПа.

Если разница температуры выпускных газов цилиндров превышает допустимое значение, необходимо проверить зазоры в гидротолкателях и легкость перемещения рейки топливного насоса. Далее проверяют отсутствие размыкания привода управления топливными насосами в механизме отключения, замеряют при работающем дизеле выдвижение реек топливных насосов. При отсутствии видимых причин разброса температуры газов по цилиндрам производится регулировка. У цилиндров, имеющих пониженную температуру, выдвижение рейки топливного насоса увеличивают, при повышенной температуре уменьшают. Положение рейки изменяют, учитывая, что один оборот регулировочного винта рычага изменяет положение рейки на $1,73$ мм.

В дизеле работа каждого цилиндра связана с работой других через общую снимаемую мощность и выпускную систему. Поэтому

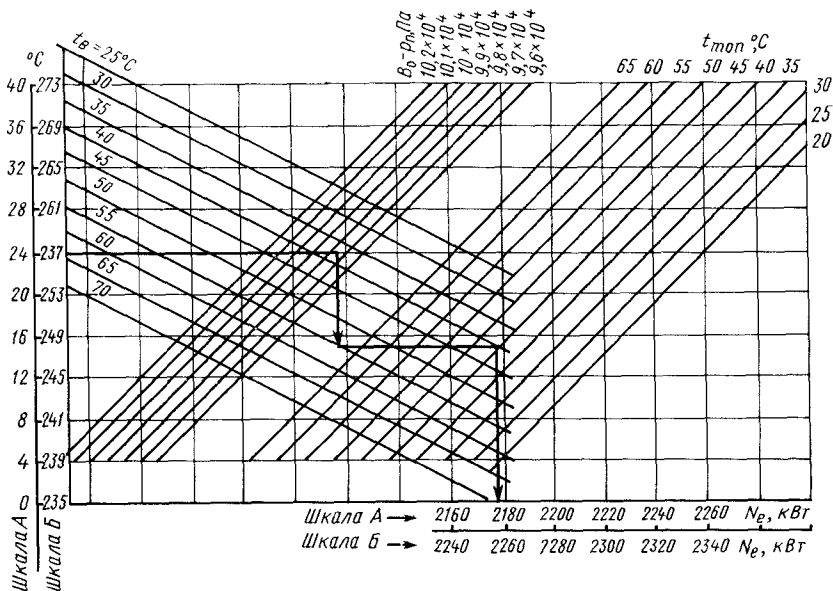


Рис. 117. Номограмма определения полной мощности дизель-генератора 1А-9ДГ при условиях, отличных от нормальных:

шкала А — при плюсовых температурах; шкала Б — при минусовых температурах; B_0 — атмосферное давление

не следует при регулировке одновременно изменять положение реек у нескольких цилиндров. В случае если не удастся выполнить оба требования обеспечения в пределах допуска разницы выдвижения реек и температуры газов по цилиндрам, необходимо снять и проверить топливную аппаратуру цилиндров, имеющих наибольшие отклонения.

После окончания регулировки дизеля на полной мощности проверяют его параметры на минимальной частоте вращения холостого хода при включенном механизме отключения части насосов. При этом отключенные цилиндры не должны работать. Проверка производится по отсутствию пламени и искр при открытом индикаторном кране или по отсутствию изменения температуры газов и давления сгорания в данном цилиндре при отключении топливного насоса путем вывода его из зацепления с приводом управления.

Регулировка дизеля заканчивается, если его параметры соответствуют требованиям инструкции по эксплуатации. На отрегулированном дизеле устанавливают общий упор подачи топлива на режиме приведенной полной мощности.

В инструкции по эксплуатации каждого дизеля имеется номограмма для приведения его полной мощности к нормальным атмосферным условиям. Номограмма связывает параметры окру-

жающей среды — барометрическое давление, температуру воздуха на входе в компрессор, влажность воздуха и параметры систем — температуру воды на входе в охладитель наддувочного воздуха, температуру топлива на входе в насосы высокого давления с изменением полной мощности двигателя.

Номограмма построена исходя из условия регулирования мощности дизеля на тепловозе — поддержание постоянства положения органов управления подачей топлива независимо от окружающих условий. В номограмме, приведенной на рис. 117, учтены коэффициент полезного действия генератора и выпрямительной установки, а также мощность навешенных агрегатов (вентилятора охлаждения генератора, стартера и возбuditеля).

При установке общего упора подачи топлива в период испытания на стенде дизель выводят на режим ориентировочной полной мощности и измеряют указанные в номограмме параметры окружающей среды и систем. Далее по номограмме подсчитывают приведенную полную мощность дизеля. Нагрузку на дизель устанавливают в соответствии с подсчитанной. На этой мощности устанавливают болт упора ограничения подачи топлива с зазором. При испытании нового дизеля на тепловозе наиболее правильным следует считать установку приведенной полной мощности тепловоза по зазору под болтом упора ограничения подачи топлива, установленным на заводе-изготовителе дизеля.

После текущих ремонтов дизеля и во всех случаях нарушения общего упора ограничения подачи топлива его необходимо устанавливать по приведенным выше параметрам, а также мощности, отбираемой на собственные нужды тепловоза. На мощность отдельных агрегатов, таких, как вентилятор охлаждения холодильной камеры, вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей и т. д., также оказывают влияние окружающие условия, которые следует учитывать при оценке приведенной полной мощности тепловоза во время установки болта упора ограничения подачи топлива. Для этого в технических условиях на реостатные испытания тепловоза приводятся таблицы или номограмма.

При реостатных испытаниях тепловоза проверке уровня мощности по позиции предшествует проверка и в случае необходимости настройка селективной характеристики. От правильности ее настройки зависит момент вступления в работу индуктивного

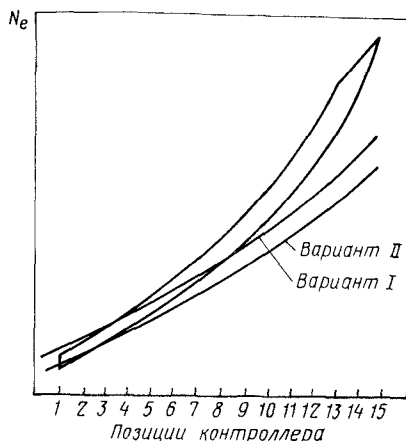


Рис. 118. Варианты настройки эксплуатационных характеристик тепловоза

датчика и уровень мощности дизель-генератора на низких позициях контроллера, где датчик не работает (рис. 118). При настройке селективной характеристики в соответствии с требованием технической документации (вариант I) индуктивный датчик вступает в работу с 3-й позиции контроллера и мощность по позициям контроллера лежит в поле допуска тепловозных характеристик. При настройке селективной характеристики по варианту II (с перегрузом) индуктивный датчик может вступать в работу с 8-й позиции контроллера, с 1-й по 4-ю мощность дизель-генератора превосходит оговоренную в технических условиях, что приводит к повышенному дымлению дизеля и затягиванию переходных процессов.

Уровень мощности тепловоза по позициям контроллера проверяют при заданной силе тока тягового генератора, которая регулируется сопротивлением реостата. Это связано с тем, что в зависимости от силы тока меняется коэффициент полезного действия электрических машин и аппаратов (с ростом тока он уменьшается), что приводит к изменению мощности на выводах генератора или выпрямительной установки (при передаче переменного тока). После окончания регулировки дизель-генератора и настройки системы нагружения проверяют системы защиты дизеля: от превышения частоты вращения (предельного выключателя), от падения давления масла, от превышения температур воды и масла в системе охлаждения тепловоза.

ОБСЛУЖИВАНИЕ АГРЕГАТОВ ДИЗЕЛЯ

1. Топливная аппаратура

Техническое обслуживание узлов топливной аппаратуры необходимо выполнять в отдельных, специально оборудованных, хорошо вентилируемых, чистых и светлых помещениях. Суточная и годовая температуры воздуха в помещениях должны быть положительными и желательно постоянными. Покрытия пола и потолка помещений не должны отслаиваться, осыпаться и образовывать грязь и пыль. На участке по ремонту топливной аппаратуры необходимо иметь: покрытые мягким материалом (например, листовым алюминием, пластмассой) стеллажи; бак для промывки деталей; плиты притирочные (не менее двух), например, размером 250×250 мм для предварительной и окончательной притирки плоских поверхностей деталей с набором доводочных паст и порошков с размером зерен абразива от 1—5 до 30 мкм. Все работы на участке выполняют приспособлениями и инструментом, поставляемыми заводом для разборки и сборки узлов, а также контроля их основных параметров. Используются стенды «с падающим грузом» для определения плотности рабочих цилиндрических поверхностей плунжерных пар, стенд для проверки пропускной способности сопел форсунок, стенды для регулирования подачи топливного насоса высокого давления (ТНВД) и определения пропускной способности форсунок. Образцовые узлы и детали для контроля измерений параметров на стендах строго соответствуют требованиям чертежей и служат только для сравнительных проверок.

При отсутствии централизованного заводского ремонта распылителей необходим шлифовальный станок для восстановления геометрии и шероховатости конусных уплотнительных поверхностей игл и доводочный станок с частотой вращения шпинделя ~ 600 — 800 об/мин для восстановления с помощью притиров конусной поверхности в корпусе распылителя. Для измерения углов уплотнительных конусов у иглы и у притиров необходимы шаблоны. Кроме того, на участке ремонта должны быть микроскопы, лупы для осмотра наружных прецизионных поверхностей распылителей и плунжерных пар, а также внутренних цилиндрических и конусных поверхностей в корпусах распылителей; плоские стеклянные пластины для контроля интерференционным методом плоскост-

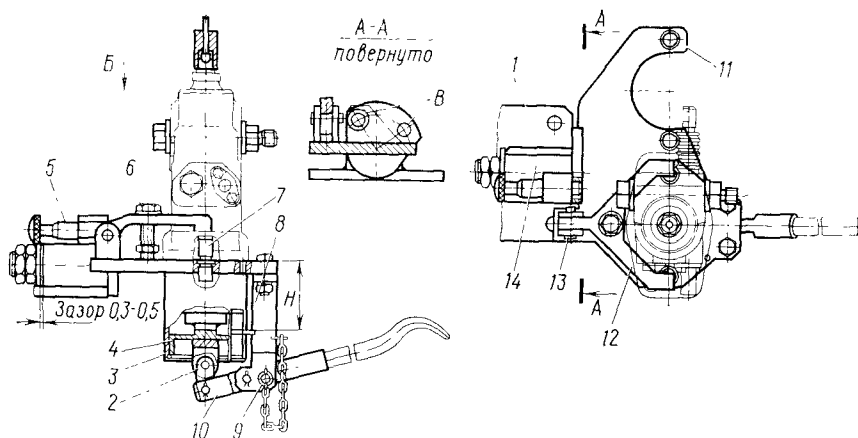


Рис. 119. Приспособление для обслуживания топливного насоса высокого давления:

1 — опорная плита, 2 — серьга, 3 — направляющая, 4 — толкатель; 5 — фиксатор, 6 — болт, 7 — штифт, 8 — кронштейн, 9 — штифт фиксации положения опрессовки насоса, 10 — рычаг, 11 — опора, 12 — скоба, 13 — ось; 14 — втулка

ности торцовых поверхностей втулки плунжера, корпусов нагнетательного клапана, форсунки и распылителя.

Разборку, контроль плотности и сборку топливного насоса высокого давления производят на специальном поворотном приспособлении. Приспособление (рис. 119) состоит из неподвижной и подвижной частей. Опорная плита 1 неподвижной части с отверстиями под болты или шпильки крепления приспособления и втулка 14, приваренная к плите, являются подшипником вала подвижной части. Опора 11 подвижной части имеет гнезда (одно замкнутое для сборки и контроля плотности, другое для разборки насоса) для установки насоса. Перемещение толкателя и, следовательно, плунжера насоса осуществляется рычагом 10 через серьгу 2. Рычаг поворачивается на оси, установленной в кронштейне 8, прикрепленном болтами к опоре. Положение толкателя по высоте контролируется штангенциркулем по размеру от опоры до выступа толкателя, замеренному через отверстие в опоре. Для соответствия размеров по насосу и приспособлению в толкателе при изготовлении обеспечивается плоскостность поверхностей выступа и опорной под ролик насоса.

Горизонтальное положение опоры для опрессовки полости низкого давления насоса и вертикальное для его сборки устанавливаются фиксатором 5 с вытяжной ручкой, вставляемым в отверстия В фланца вала опоры при их совпадении с отверстием во втулке плиты. Положение толкателя насоса при опрессовке полости низкого давления ($H = 70$ мм) обеспечивается при фиксации установки рычага 10 штифтом 9.

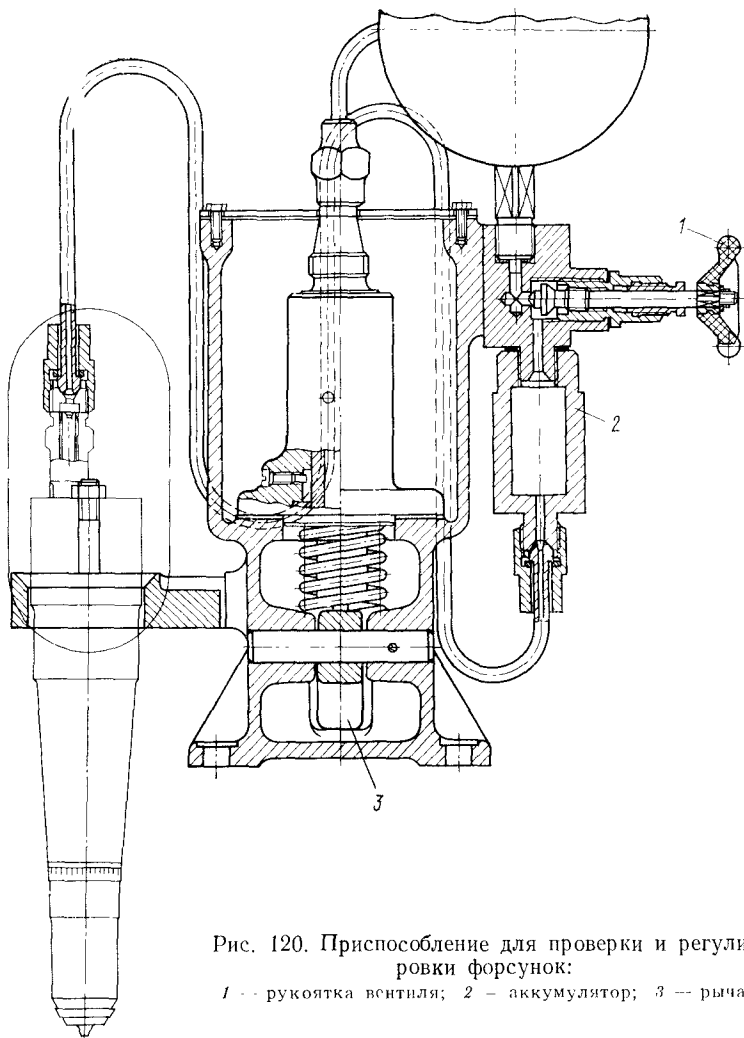


Рис. 120. Приспособление для проверки и регулировки форсунок:

1 — рукоятка вентиля; 2 — аккумулятор; 3 — рычаг

Плотность полости низкого давления определяется при горизонтальном положении насоса, размере $H = 70$ мм и максимальном выдвигении рейки и измеряется по времени падения давления с 6 до 5 МПа. Предварительно удаляют воздух из полости над плунжером и клапаном, а затем из контролируемой полости. Для этого прокачивают топливо через насос при нулевом положении рейки ($A = 69 \div 72$ мм) с поочередным ослаблением гаек на штуцере насоса и на входе в насос. Время падения давления топлива вязкостью $E_{50} = 2,8 \cdot 10^{-6} \div 3 \cdot 10^{-6}$ м²/с при температуре 20 ± 2 °С должно быть не менее 7 с при проверке на типовом заводском стенде без аккумулятора или 10 с при

проверке на стенде, оборудованном аккумулятором (рис. 120).

Чтобы исключить влияние объема, вязкости и упругости топлива при опрессовке на стенде, пригодность плунжерной пары определяется путем сравнения полученной плотности с плотностью насоса, собранного с плунжерной парой, имеющей минимально допустимое значение плотности. Перед окончательным решением о пригодности плунжерной пары (см. рис. 65) необходимо убедиться в качестве уплотнения резинового кольца 10, опорного торца втулки плунжера и плотности стенда и его соединений. Для этой цели предварительно стенд опрессовывают. При заглушенном выходном конце топливопровода высокого давления стенда время падения давления с 30 до 25 МПа должно быть не менее 20 мин. Плотность полости высокого давления определяется при давлении топлива 80 МПа, создаваемом с помощью опрессовочного приспособления, подсоединенного трубкой к штуцеру 13 насоса. Падение давления более чем на 1,5 МПа в течение 1 мин не допускается, так как это указывает на недопустимое нарушение герметичности стыка штуцера по корпусу нагнетательного клапана через прокладку или конусного соединения в нагнетательном клапане.

Регулирование насосов по подаче выполняется на специальных стендах с форсункой, оборудованной соплом и топливопроводом высокого давления (принятыми за образец или образцовыми), при температуре топлива перед насосом 298 ± 5 К, давлении топлива $0,4 \pm 0,02$ МПа и давлении масла $0,05 - 0,1$ МПа (плотность топлива $0,838 \cdot 10^6$ г/м³). Топливопровод можно считать образцовым, если он имеет внутренний диаметр $2,6 \pm 0,05$ мм и общую длину 570 мм. Размер внутреннего диаметра косвенно определяется по пропускной способности при проливе дизельным топливом под давлением $0,4 \pm 0,01$ МПа и измерении объема канала топливопровода заливом топлива. Пропускная способность и объем канала соответственно равны 2500 ± 50 г/мин и $2,6 \pm 0,1$ см³. Сопло, принятое за образец, должно иметь одно центрально расположенное отверстие ($d \cong 1,2$ мм) с пропускной способностью 610 ± 10 г, измеренной за 20 с при проливе дизельного топлива на стенде с постоянным давлением при перепаде $1,0 \pm 0,01$ МПа.

Форсунка и насос, взятые за образец, должны иметь следующие параметры: на первом режиме за 875 циклов при частоте вращения вала стенда 175 ± 2 об/мин и выдвижении рейки $A = 76 \pm 0,05$ мм подача форсунки и насоса 70 ± 2 г, а на втором режиме за 500 циклов при частоте вращения 500 ± 5 об/мин и $A = 89,3 \pm 0,05$ мм подача 565 ± 2 г.

За каждой форсункой-образцом закреплен определенный топливопровод. Все узлы маркируют одним номером и при регулировании насосов используют только комплектно. После регулирования 20 насосов на каждой образцовой форсунке комплект (форсунка—топливопровод) проверяется на образцовом насосе

Т а б л и ц а 12

№ режима	Частота вращения вала стенда, об/мин	Выдвижение рейки А, мм	Подача насоса
1	175±2	75±0,05	70±7 г (875 циклов)
2	500±5	89,3±0,05	565 ⁺¹⁵ ₋₅ г (500 циклов)
3	500±5	95±0,05	775±15 г (500 циклов)

по пропускной способности. После проверки 40 форсунок контролируют подачу образцового насоса, выполняемую специальной образцовой форсункой (совместно с топливopроводом высокого давления), не применяемой для регулирования насосов, а служащей только для этой цели. Образцовые узлы проверяют всегда на одном и том же гнезде стенда. Контроль стенда выполняется одним образцовым комплектом (насос—топливopровод высокого давления—форсунка), последовательно устанавливаемом на все гнезда стенда. При проверке на остальные гнезда устанавливают любые форсунки и насосы с выдвиганием реек таким же, как у насоса-образца. Проверка на стенде производится не реже одного раза в 3 мес. Результаты контроля стенда, приборов и образцовых комплектов фиксируют в специальном журнале.

Предварительно для упрощения регулирования по подаче проверяют герметичность, давление начала подъема нагнетательного клапана и зазор рейки прижатом плунжере. Давление начала подъема нагнетательного клапана определяется по подъему мениска топлива в стеклянной трубке приспособления, наведенного на штуцер насоса, при крайнем «нулевом» положении рейки ($A = 69$ мм) и равно 0,2—0,4 МПа. При этом пропуска топлива, определяющего герметичность уплотнительных конусов, при давлениях 0,05—0,1 МПа не должно быть. Осевой зазор рейки прижатом плунжере не должен превышать 0,55 мм.

Подача насоса при регулировании образцовой форсункой в зависимости от дизеля, для которого предназначен насос, должна соответствовать значениям, указанным в табл. 12.

На режимах № 1, 3 регулируют насосы, предназначенные для дизелей 12ЧН26/26 с $N_e = 2207$ кВт, 16ЧН26/26 с $N_e = 2942$ кВт и 20ЧН26/26. Насосы для остальных дизелей регулируют на режимах № 1, 2 в такой последовательности:

1) предварительное регулирование на режиме № 1. Установка выдвигания рейки, измеряемая от ее торца до торца головки болта, $A = 76$ мм. Подбор выдвигания рейки, обеспечивающего допустимую подачу;

2) проверка подачи на режимах № 2 или 3. Если при проверке подача получается на режимах № 1 и 2 или 3 больше или меньше допускаемой, то регулируют выдвиганием рейки за счет изменения толщины прокладок под болт 9. Если же полученная подача на режиме № 1 больше, а на режиме № 2 или 3 меньше

Т а б л и ц а 13

№ режима	Частота вращения вала станда, об/мин	Выдвижение рейки 3, мм	Подача насоса
1	175±2	76±0,05	70±15 г (875 циклов)
2	500±5	89,3±0,05	567 $\pm_{-2}^{+5}$ г (500 циклов)
3	500±5	95±0,05	775 $\pm_{-15}^{+30}$ г (500 циклов)

допускаемой (или наоборот), то при отсутствии других замечаний по форсунке и насосу производят регулирование изменением давления начала подъема нагнетательных клапанов.

На подачу насоса влияют следующие основные отклонения в деталях и узлах: зависание игл или нарушение герметичности (течь) запорного конуса распылителя; засорение или разработка отверстия сопла форсунки; изменение давления начала подъема и закрытия иглы распылителя форсунки; зависание или неплотность посадки нагнетательного клапана, а также поломка его пружины и выскакивание из канавки упора; увеличенный люфт рейки прижатом плунжере; подтекание топлива в местах соединения деталей; трещины в деталях (втулка плунжера, корпус клапана и корпус распылителя); несоответствие ТУ чертежа гидравлического сопротивления топливопровода высокого давления.

При регулировании нагнетательными клапанами необходимо иметь в виду, что при обеспеченной ремонтной ширине уплотнительного пояса клапана не более 0,4 мм значение начала подъема клапана заметно влияет на подачу насоса. Так, изменение давления с 0,2 до 0,4 МПа увеличивает подачу насоса на режимах № 2 и 3 примерно на 2 % без изменения на режиме № 1. Давление начала подъема клапана необходимо регулировать подбором пружин различной высоты, подшлифовкой упора (при соблюдении допустимого хода клапана) или установкой стальной закаленной прокладки (размером $d_{\text{вар}} = 8$ мм и $d_{\text{вн}} = 6$ мм) под пружину в клапане, а также изменением ширины уплотнительного пояса. По ориентировочным данным для изменения давления начала подъема клапана на 0,1 МПа необходимо изменить установочную высоту пружины на 0,6—0,9 мм. Если невозможно получить требуемые параметры регулированием указанными выше мерами, заменяют плунжерную пару.

После регулирования выход реек на режимах № 2 и 3 ограничивают упором в венец винтом, закрывают его пробкой и пломбируют.

В связи с погрешностями измерений на стенде штатных насосов, образцовых форсунок и топливопроводов подача насосов при проверке в период повторной их установки на стенд или после снятия с дизеля должна укладываться в установленные пределы (табл. 13).

Разница по подаче при проверке не должна превышать:

для каждого гнезда стенда при 3—4-кратной установке на него образцового комплекта: на режиме № 1—2,8 %; на режимах № 2, 3 — 0,4 %.

между гнездами стенда при последовательной перестановке образцового комплекта по длине стенда: на режиме № 1 — 3,8 %; на режимах № 2, 3 — 0,8 %.

При обслуживании насосов в эксплуатации необходимо строго соблюдать требования руководства по эксплуатации по периодичности и объему работ, обращая внимание также на следующее: перед сборкой все детали необходимо тщательно промыть дизельным топливом, а детали плунжерной пары, толкателя и нагнетательного клапана еще предварительно и в бензине; осмотреть детали и устранить обнаруженные дефекты. При осмотре необходимо обращать внимание на: отсутствие повреждений с выпучиванием металла на сопрягаемых поверхностях корпуса насоса и направляющей; затяжку упора в корпусе толкателя; состояние уплотнительных торцовых поверхностей втулки плунжера и корпуса клапана, которые должны быть чистыми, без темных пятен, иметь шероховатость не менее 12-го класса и неплоскостность не более 0,0009 мм (контролировать при помощи плоских стеклянных пластин согласно руководству по эксплуатации; при необходимости детали притирают на плите с помощью доводочных паст); отсутствие заусенцев на зубьях рейки и венца; отсутствие задиров и чрезмерного износа на рабочих поверхностях оси, втулки и роликах толкателя, а также на боковых поверхностях паза рейки; отсутствие коррозионного повреждения пружин плунжера и нагнетательного клапана.

Транспортировать и хранить насосы следует при заглушенных каналах подвода топлива, штуцера насоса и обвернутых чистой бумагой толкателях, в специальной таре, не допускающей взаимного касания деталей насосов. При этом во избежание изгиба реек и соответственно их заклинивания при работе на дизеле перенос насосов за рейку не допускается.

Форсунки разбирают и собирают в приспособлении (рис. 121), состоящем из опорной плиты 1 с отверстиями для крепления приспособления и двух гнезд (одно со штифтами для установки сопла и другое для разборки механизма запираания и отвертывания колпака), Г-образной стойки 2, приваренной к плите и имеющей в верхней части запрессованную бронзовую втулку 6 с квадратным отверстием для перемещения упора 5. Упор сверху зажат гайкой и пружиной постоянно отжат вниз. Предварительно на форсунке устанавливают распылитель, сопло и завертывают вручную колпак до выхода из него лыски с расположением ее перпендикулярно оси фланца корпуса форсунки. Затем устанавливают форсунку в приспособление на штифты (соплом вверх). Лыску сопла располагают против плоскости А головки болта 3, сопло зажимают

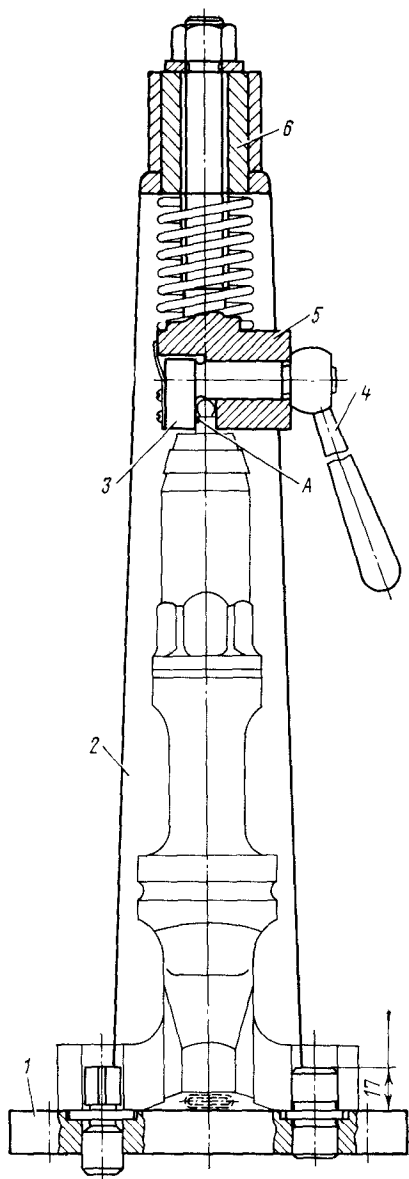


Рис. 121. Приспособление для установки сопла форсунки:

1 — плита опорная; 2 — стойка Г-образная;
3 — болт крепления сопла; 4 — рукоятка;
5 — упор; 6 — втулка

болтом посредством рукоятки 4 и колпак крепят окончательно.

Правильность установки сопла после сборки целесообразно контролировать соблюдением следующих требований: лыска сопла должна быть расположена перпендикулярно продольной оси фланца корпуса форсунки и справа, если смотреть со стороны фланца, при нижнем расположении щелевого фильтра; сверло диаметром 0,4 мм (для сопел с диаметром отверстия 0,4 мм), вставленное в распыливающее отверстие, расположенное под 90° относительно лыски (против часовой стрелки, если смотреть со стороны фланца), должно располагаться перпендикулярно продольной оси фланца корпуса форсунки.

Состояние форсунки в эксплуатации проверяют на специальных приспособлениях и стендах, контролируя следующие параметры:

1. *Качество распыливания.* У исправной форсунки распыленное топливо, выходящее из сопла при впрыске, должно быть туманообразным, без заметных отдельных капель, сплошных струек, местных сгущений, с характерным для данной конструкции резким звуком впрыска. Контроль осуществляется при быстрой (не менее одного впрыска за 1 с) прокачке форсунки.

2. *Давления начала подъема и конца закрытия иглы распылителя* контролируют на поставленном заводе опрессовочном приспособлении (см. рис. 120), оборудованном аккумулятором 2 с общей вместимо-

стью системы $65 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, обеспечивающей при прокачке полный подъем иглы. Проверку ведут по следующей методике. Рычагом 3 приспособления поднимается давление топлива в форсунке до значения на 0,5—1,0 МПа ниже давления начала подъема иглы и затем поворотом рукоятки 1 вентиля по часовой стрелке повышают давление со скоростью 0,1—0,2 МПа в 1 с до давления начала подъема иглы. После окончания впрыска фиксируется давление закрытия, которое при давлении начала подъема, равном $32^{+0,5}$ МПа, не должно быть больше 21 МПа. Контроль производят не менее трех раз. Разница давлений закрытия при этом не должна быть больше 1,0 МПа.

Давление закрытия иглы определяет гидравлическую характеристику форсунки и зависит от размера дифференциальной площади иглы распылителя и эффективной площади сечения распыливающих отверстий. Увеличенная разница давлений закрытия от впрыска к впрыску характеризует плохую подвижность иглы вследствие повышенной деформации корпуса распылителя или воздействия боковых усилий от механизма запираания иглы. При несоблюдении этих давлений закрытия иглы пропускная способность форсунок на режимах малых подач не будет соответствовать предъявляемым требованиям.

3. *Герметичность запорного конуса распылителя.* При контроле на стенде без аккумулятора после нескольких впрысков с последующим поднятием давления до 30 МПа (при давлении начала подъема иглы 32 МПа) и его падением с 30 до 20 МПа для новых и отремонтированных распылителей появление капли на кончике сопла не допускается, а только допускается увлажнение конца сопла. Для работающих распылителей допускается образование капли без отрыва. При проверке на стенде, оборудованном аккумулятором, герметичность определяется состоянием конца сопла при выдержке под давлением на 1,0—2,0 МПа, меньшим давления начала подъема иглы. При этом для новых и отремонтированных распылителей в течение 15 с не допускается образование капли, допускается увлажнение (наличие пленки без видимого объема) конца сопла. Перед каждым измерением герметичности производят не менее одного впрыска при резкой прокачке.

Специальные экспериментальные исследования, проведенные на заводе, показали, что основные параметры рабочего процесса дизеля практически не изменяются при изменении герметичности распылителя от состояния «без отрыва капли за 60 с выдержки» до состояния «падение капли через каждые 2—20 с» (при 60 % распылителей 2—7 с и остальные 10—20 с). Это положение определяется малым временем между впрысками при работе на дизеле на режимах минимальной частоты вращения холостого хода ($\sim 0,11$ с), а также меньшим, более чем в два раза, значением остаточного давления в системе при работе относительно давления, при котором контролировалась герметичность. Поэтому в эксплуатации изменение герметичности распылителя до падения капли

Т а б л и ц а 14

№ режима	Частота вращения вала стенда, об/мин	Выдвижение рейки образцового насоса А, мм	Пропускная способность форсунки, г (500 циклов)		Размеры распыливающих отверстий сопла ($i \cdot d$), мм
			при регулировании	при проверке во время повторной установки	
1	175±2	76±0,01	70±7 *	70±15	—
2	500±5	89,3±0,01	565±10	565±16	9×0,4
3	500±5	89,3±0,01	535±10	535±15	9×0,35
4	500±5	89,3±0,01	600±10	600±17	10×0,4

* 875 циклов.

через $\geq 5-20$ с при такой проверке на аккумуляторном стенде не является браковочным для предыдущего периода работы дизеля. Вопрос о возможности продолжения работы распылителя решается в соответствии с конкретным состоянием герметичности конусов по результатам их осмотра, а также временем, оставшимся до планового профилактического ремонта.

4. *Плотность распылителя* определяется после проверки и обеспечения требуемого качества уплотнительных торцовых поверхностей сопла, корпусов форсунки и распылителя, а также герметичности нагнетательного клапана стенда и запорного конуса распылителя. Плотность оценивается по времени падения давления дизельного топлива в системе стенда с 25 до 20 МПа. Контроль производится топливом вязкостью $E_{50} = 2,8 \cdot 10^{-8} \div 3 \cdot 10^{-6}$ м²/с при температуре 20 ± 2 °С. Для исключения влияния вязкости топлива и объема стенда пригодность распылителя оценивается сравнением полученной плотности с плотностью форсунки, оборудованной образцовым распылителем, имеющим минимально допустимое ее значение. Падение давления при контроле на приспособлении без аккумулятора не менее 4 с и с аккумулятором не менее 10 с.

5. *Засоренность распыливающих отверстий* определяется по количеству пятен и характеру отпечатков, полученных на листе бумаги, подставленном под сопло форсунки при ее прокачке, а также по пропускной способности, замеренной на специальном стенде при проливе дизельным топливом при $p = 1,0$ МПа.

6. *Пропускная способность.* Проверка пропускной способности форсунок производится на специальном стенде (табл. 14).

Пропускная способность на режиме № 1 определяется в основном гидравлической характеристикой форсунки, т. е. давлением открытия и закрытия иглы распылителя, а на других режимах размером и состоянием распыливающих отверстий сопла. По результатам экспериментальных исследований допускается использование сопел с пропускной способностью, определенной на стенде проливом топлива при давлении 1,0 МПа, не более 710 г за 20 с для

сопел $9 \times 0,4$ мм, не более 575 г для сопел $9 \times 0,35$ мм и не более 800 г для сопел $10 \times 0,4$ мм. При этом возможно применение второй группы форсунок с пропускной способностью, измеренной на режиме № 2, равной $585_{-10}^{+15} \cdot 10^{-3}$ г/мин, без изменения пропускной способности на режиме № 1, на режиме № 3 — $555_{-10}^{+15} \cdot 10^{-3}$ г/мин и на режиме № 4 $630_{-15}^{+10} \cdot 10^{-3}$ г/мин. Дизели необходимо укомплектовывать форсунками одной группы.

Контроль пропускной способности производится с образцовыми насосом и топливопроводом высокого давления. По руководству по эксплуатации форсунки подлежат прокачке и независимо от ее результатов полной разборке, промывке с осмотром деталей и устранением замечаний, а также прочисткой сопел через каждые 50 000 км пробега или 1500—3000 ч работы.

Эта профилактическая работа позволяет устранить обнаруженные неисправности и дать возможность отработать форсункам последующий срок без нарушения рабочего процесса дизеля. Как показывает опыт, форсунки после нескольких плановых прокачек с полным соблюдением этих требований практически не имеют замечаний при последующих проверках. При плановой прокачке форсунок необходимо выполнение следующего порядка и объема работ:

- 1) прокачка форсунок для предварительной оценки состояния деталей и особенно распылителей;

- 2) полная разборка форсунок, включая детали механизма записания иглы и щелевого фильтра;

- 3) очистка и промывка всех деталей в чистом, профильтрованном топливе. Распылители и сопла промывают предварительно в чистом бензине. Для промывки распылителей используется отдельная ванна;

- 4) осмотр деталей для выявления поломок, трещин, вмятин, грубых рисок, недопустимых износов и нарушений шероховатости уплотнительных поверхностей. При этом особое внимание уделяется осмотру деталей, имевших замечания при прокачке форсунок;

- 5) устранение замечаний по результатам прокачки и осмотру: притирка торцовых поверхностей корпусов форсунок, распылителей и сопел; прочистка распыливающих отверстий, контроль их размеров и пропускной способности; ремонт распылителей.

Ремонтируют распылители, имевшие при прокачке замечания по герметичности запорного конуса, увеличенные давления закрытия иглы и ширину уплотнительного пояса запорных конусов, проявляющиеся обычно в ухудшении качества распыливания (глухой звук впрыска), а также по низкой плотности цилиндрических, направляющих поверхностей распылителей. Перед проведением ремонта необходимо осмотром и после промывки дополнительной прокачкой убедиться в его необходимости. Прежде всего распылитель тщательно промывают и осматривают под микроскопом ($\times 5—20$) конусные поверхности в корпусах и на иглах. Рас-

пылителю при наличии раковин, глубоких вмятин и продольных рисок на уплотнительном конусе подлежат ремонту. Распылители с мелкими повреждениями, просматривающимися в корпусе под микроскопом, как пятна со светлым дном и с чистыми конусами игл, можно не ремонтировать, поскольку, как показывает опыт, они могут в процессе дальнейшей работы улучшить герметичность за счет самоподбивки. Запорные конусы необходимо ремонтировать незначительным, минимально возможным съемом металла на конусе корпуса распылителя при помощи специального притира и шлифованием конуса иглы. Взаимную подбивку деталей желательно не производить. Распылители с малыми плотностями при отсутствии замечаний по уплотнительным торцам заменяют.

Необходимо помнить, что распылители по цилиндрическим поверхностям при эксплуатации практически не изнашиваются. Потеря плотности происходит из-за некачественного ремонта конуса в корпусе распылителя вследствие попадания при этом пасты на цилиндрическую поверхность.

При плановом осмотре и текущем ремонте управления топливными насосами, предусмотренном руководством по эксплуатации, необходимо выполнить следующие работы:

1) все узлы к детали очистить от нагарообразования и коррозии;

2) удалить скоксовавшуюся смазку в подшипниках тяг 2, 4, 21, 25 и стойках 12, 19. Детали промыть в дизельном топливе любой марки (см. рис. 67). Раскернивание шарнирных подшипников в тягах 2, 4, 21, 25 после их запрессовки, если они выпрессовывались во время разборки, производят в восьми точках. После раскернивания внутренние кольца подшипников должны без заедания вращаться в гнездах, при этом паз наружного кольца подшипника должен располагаться перпендикулярно оси тяги;

3) осмотреть все детали и заменить дефектные. Если детали пригодны для дальнейшей эксплуатации, управление топливными насосами собирается с тем комплектом деталей, которые стояли до разборки;

4) у собранного механизма отключения проверить легкость перемещения поршней и герметичность механизма. Давлением воздуха 0,4—0,5 МПа, подведенного через штуцер 40, поршни должны переместиться в верхнее положение и при отключении воздуха возвратиться в исходное положение под действием пружины 33. При верхнем положении поршней утечка воздуха через торцовые соединения механизма крышки 32, корпуса 26, а также уплотнительные кольца не допускается. Заедания поршней не должно быть;

5) при сборке внутренние поверхности корпуса и наружные поверхности поршней покрыть смазкой К-17. Заполнить $\frac{1}{3}$ объема корпуса 2 смазкой ЖРО и проверить работу пружины упругой тяги. Заедание стакана во втулке не допускается.

Уход за фильтром тонкой очистки топлива в эксплуатации сводится к замене фильтрующих элементов через определенный срок службы, указанный в руководствах по эксплуатации, а также при достижении перепада в 0,17—0,15 МПа или резком уменьшении перепада, характеризующем прорыв или нарушение уплотнений. Промывка фильтрующих элементов обратным потоком топлива возможна только для миткалевых элементов при условии их малой засоренности, определяемой перепадом $p \leq 0,05$ МПа.

2. Регулятор частоты вращения и мощности

Регулятор дизеля весьма сложный и точный золотниково-поршневой гидромеханический узел, параметры которого отработаны на определенном сорте масла, отличного от масла, используемого для смазки дизеля. Регулятор не имеет специальных фильтров в системе циркуляции масла, кроме сетки в заливной горловине, которая лишь предохраняет от попадания внутрь крупных посторонних тел. Поэтому в эксплуатации необходимо обращать особое внимание на чистоту и марку заливаемого в регулятор масла. Значительное число неполадок в работе регулятора связано с загрязнением масла в его системе или с заправкой маслом несоответствующей марки. В связи с этим рекомендуется при возникновении колебаний или неустойчивой частоты и нагрузке начинать проверки с промывки регулятора и заправки его чистым маслом.

При доливах и смене масла следует помнить, что в насосе и золотниковых элементах регулятора зазоры очень малы. Заливка или дозаправка в горячий регулятор, особенно на ходу, холодного масла может привести из-за местных охлаждений к прихватам деталей, задирам и даже к поломке приводного валика и разному дизеля. В процессе эксплуатации электропневматических механизмов управления частотой вращения необходимо следить за чистотой подводимого к механизму воздуха, так как загрязненный воздух нарушает плотность электропневматических вентиляей и способствует износу резиновых манжет механизма. Цилиндры механизма регулярно смазывают через масленку 10 (см. рис. 9.4) маслом, идущим на смазку дизеля. Это уменьшает износ манжет и способствует более четкой работе механизма. Давление воздуха, подводимого к механизму, должно быть постоянным. При разрегулировке редукционного клапана и падении давления воздуха ниже 0,5—0,55 МПа (5—5,5 кгс/см²) механизм будет работать нечетко, занижать частоту вращения на высоких позициях контроллера.

Регулирование и настройка регуляторов дизелей — сложный многоступенчатый процесс, который последовательно выполняют на специальных стендах цеха-изготовителя, затем на двигателе при его сборке, обкатке и, наконец, при работе под нагрузкой. Они требуют проведения целого ряда точных замеров мощности, что возможно при работе дизель-генератора на реостат, имитации различных давлений, измерения и регулировки большого числа хо-

дов, зазоров и т. д. В настоящей книге не изложена технология всех процессов регулировки, поскольку она подробно дана в соответствующих инструкциях завода-изготовителя и уточняется по мере накопления опыта и совершенствования конструкции. Приведем лишь рекомендации, носящие более общий характер.

Первое и главное правило для наладочных работ по регулятору в эксплуатации — это необходимость сохранения в максимальной мере настроек и регулировок, выполненных на заводе-изготовителе. Поскольку в дело, как правило, нет специализированных стендов для регуляторов, то те же регулировки, выполняемые на дизель-генераторе, требуют значительно более высокой квалификации регулировщика и тем не менее не всегда дают положительный результат. Поэтому при разборке регулятора (если она оказалась неизбежной) следует избегать разъединения тяг и сочленений по местам их регулировки, а там, где это неизбежно, выполнять подметку и замеры, позволяющие вернуть после сборки органы регулировки в исходное положение.

Окончательно настраивают регулятор по уровню мощности и ограничению подачи топлива после окончания регулировки двигателя по параметрам. Следует помнить, что подрегулировка выхода реек отдельных топливных насосов нарушает согласование ходов серводвигателя регулятора с положением тяг управления подачей топлива, а это приводит к нарушению ранее выполненной регулировки уровней мощности и ограничения подачи топлива.

Момент отхода индуктивного датчика от крайнего положения и выход его на упоры характеризуют общее состояние настройки системы регулирования мощности. При правильно отрегулированной системе он вступает в работу с позиции контроллера, оговоренной в инструкциях, и вплоть до высшей позиции контроллера не выходит на упоры. Выход датчика на средних или высоких позициях контроллера на максимальный или минимальный упор — это свидетельство того, что электрическая схема требует подналадки.

Важную роль в эксплуатации имеет правильно установленный запас хода тяг на 15-й позиции контроллера. Если запас не будет соблюден, возможна нестабильная работа регулятора, так как при случайных отклонениях нагрузки тяга будет выходить на упор, вал регулятора будет поворачиваться на дополнительный угол в сторону увеличения подачи топлива, используя запас хода силового поршня и сжимая пружину буферной тяги в передаче к рейкам насосов. Это создает для регулятора мощности кажущуюся ситуацию перегрузки (в действительности рейки насосов дальше не пошли, как как общая тяга встала на упор), ввиду чего его поршень 9 (см. рис. 89) переместит сердечник индуктивного датчика на уменьшение нагрузки. Нагрузка на дизель упадет, регулятор частоты убавит подачу топлива, вал вернется в положение меньшей подачи, ввиду чего регулятор мощности вновь выведет индуктивный датчик на увеличение нагрузки и т. д. Если же запас хода

тяги будет завышен, то описанная «раскачка» мощности не возникнет, но при нарушении регулировки электрической схемы тепловоза станет возможной длительная перегрузка дизеля.

3. Особенности эксплуатации турбокомпрессора

Надежная работа турбокомпрессора — необходимое условие нормальной эксплуатации двигателя. В процессе работы постоянно следят за турбокомпрессором, обеспечивая выполнение ряда условий. Следует помнить, что турбокомпрессор включает ряд сложных и точно изготовленных деталей, работающих при очень высоких тепловых и механических нагрузках. Поэтому при проверках и регулировках в первую очередь следует обращать внимание на исключение перегрузок от центробежных сил (повышение предельной частоты вращения ротора, увеличенный дисбаланс ротора) и от перегрева (превышение температуры газов, ухудшение охлаждения корпусов). Особое и постоянное внимание должно уделяться созданию необходимых условий для работы подшипников. Перед пуском дизеля включают маслопрокачивающий насос. Необходимо, чтобы до пуска дизеля масло успевало попасть в подшипники. Для остановки двигателя ротор турбокомпрессора вращается в течение 1—3 мин, поэтому на это время обязательно включение маслопрокачивающего насоса. Подача масла на режиме выбега ротора исключает перегрев и задиры подшипников.

Следует обращать внимание на стабильность параметров турбокомпрессора в процессе эксплуатации: давление наддува, температуру газов. При значительном отклонении этих величин от нормальных необходимо установить причину и устранить ее. При монтаже и демонтаже турбокомпрессора необходимо исключать попадания в газовую и воздушную полости посторонних предметов, при подсоединении трубопроводов воды и масла проверить чистоту каналов. Перекрытие каналов приведет к выходу турбокомпрессора из строя. При разборке турбокомпрессора проверяют балансировку ротора, чтобы обеспечить надежную работу подшипников. В процессе эксплуатации на лопаточных аппаратах, в лабиринтах и дренажных каналах образуются отложения. При разборках все детали тщательно очищают от нагаров и отложений.

Особенности разборки и сборки турбокомпрессора 6ТК. Перед снятием турбокомпрессора с дизеля отсоединяют воздушные и газовые коммуникации, трубопроводы вентиляции картера, воды и масла и отвертывают гайки крепления корпуса турбины к кронштейну дизеля. При наличии подтеков воды и масла стыки деталей зачищают и заменяют прокладки. При разборке в первую очередь снимают корпуса компрессора и турбины. Предварительно необходимо открепить внешний трубопровод. Средний корпус в сборе с ротором, газовой 12 и воздушной 7 улитками (см. рис. 51) устанавливают вертикально на подставку. Снимают газовую улитку и весь узел устанавливают в приспособление для разборки.

Затем отвертывают крепеж, стягивающий обе половины среднего корпуса. После съема верхней половины корпуса отвертывают болты крепления подшипников. Ротор вынимают из расточек в среднем корпусе вместе с подшипниками. Для съема с ротора половины подшипников предварительно спрессовывают с центрирующих втулок.

После разборки все детали тщательно промывают и очищают. Чистота масляных и газовых каналов, отсутствие задиров и забоин на подшипниках и шейках, точная балансировка ротора — необходимые условия для дальнейшей безаварийной работы турбокомпрессора.

Турбокомпрессор собирают в обратном порядке. Каждую из половин среднего корпуса монтируют с соответствующими половинами соплового аппарата и лабиринтных втулок. Нижнюю половину среднего корпуса при сборе устанавливают в приспособление, где укладывают нижние половины подшипников и ротора. Предварительно необходимо смазать шейки маслом, а замки пружинных колец развернуть на угол 180° друг относительно друга. Щупом проверяют осевой зазор между колесом и лабиринтом (0,65—0,85 мм) и с помощью индикатора осевой разбег ротора (0,2—0,3 мм). При необходимости зазор между колесом и лабиринтом регулируют, изменяя толщину кольца между лабиринтом и корпусом. Устанавливают верхние половины подшипников с центрирующими втулками и притягивают к среднему корпусу болтами. Головки болтов контрят проволокой. Для обеспечения плотности водяных рубашек в выточки нижних половин среднего корпуса устанавливают резиновые кольца. Перед установкой верхней половины стыкуемые поверхности смазывают пастой «Герметик».

На собранный с ротором средний корпус устанавливают газовую улитку, а затем надевают корпус турбины и компрессора и входной патрубков. Между средним корпусом и корпусом турбины для уплотнения двух отверстий перетока воды ставят резиновые кольца. В свободном состоянии кольца должны выступать на 0,4—1,0 мм над поверхностью корпуса. При установке корпуса компрессора проверяют и при необходимости за счет толщины прокладки 10 устанавливают зазор $a = 1 \div 1,2$ мм между проставком и колесом компрессора.

Окончательно собранный турбокомпрессор опрессовывают водой ($p = 0,5$ МПа) для проверки герметичности соединений.

4. Поддизельная рама, блок цилиндров и втулка цилиндра

Поддизельная рама. При каждой смене масла очищают полость и сетки маслозаборника. Особое внимание обращают на плотность прилегания крышки 2 (см. рис. 14) к корпусу маслозаборника. Какие-либо повреждения прокладки 3 не допускаются. Неплотная установка крышки при некоторых режимах работы тепловоза (например, резкое аварийное торможение) может привести к попа-

данию воздуха в масло и как следствие к повреждению подшипников коленчатого вала. Через каждые 10 тыс. км удаляют масло из маслосборной полости *a* (см. рис. 13) через вентиль 8 во время работы дизеля на 8-й—10-й позициях контроллера, когда избыточное давление наддувочного воздуха способствует удалению масла, а также прочищают отверстия *d* сапуна 10. Если масло не слить, маслосборная полость будет либо переполняться, либо масло из воздушного ресивера блока цилиндров не будет стекать в полость *a*. В результате масло будет накапливаться в ресивере, что при определенных условиях может приводить к «разносу дизеля на масле».

Блок цилиндров. На ТР-2 и ТР-3 проверяют укладку коленчатого вала, зазор на масло и осевой разбег вала в упорном подшипнике. В случае проверки укладки с отсоединенным генератором не допускается прохождение щупа 0,05 мм на глубину более 20 мм под несмежными шейками вала. При этом зазор «на масло» по щупу 0,08—0,32 мм, а зазор между шейками вала и вкладышами около стыков — не менее 0,05 мм.

В случае проверки укладки с присоединенным генератором допускается прохождение щупа 0,15 мм под восьмую и седьмую коренные шейки и 0,10 мм под шестую коренную шейку. Под остальные шейки допускается прохождение щупа до 0,05 мм на глубину до 20 мм под несмежные шейки. При этом суммарный зазор на масло над шестой, седьмой и восьмой шейками и под ними по щупу должен быть в пределах 0,08—0,30 мм. При отклонениях в укладке вала с присоединенным генератором проверяют укладку с отсоединенным генератором.

Укладку вала восстанавливают либо перезатяжкой болтов подвесок, либо заменой вкладышей (установка вкладыша требуемой толщины), либо в аварийных случаях припиловкой зубчатого стыка или шабровкой постели той подвески, по которой имеются отклонения. Для этого подвеску снимают и дополнительно обрабатывают. Если зазор на масло по щупу превышает 0,35 мм, его восстанавливают заменой вкладыша.

Коренные вкладыши следует осматривать на ТР-3. На вкладышах не допускаются трещины, выкрашивание и отслаивание заливки, сильный наклеп стыков и наружной поверхности, грубые риски.

Размер в плоскости стыков в свободном состоянии, толщина вкладыша, натяг, непрямолинейность образующей наружной поверхности должны соответствовать значениям, приведенным в приложении 2. При износе приработочного покрытия на всей ширине вкладыша допускается его восстановление снятием гальванически старого покрытия и нанесением нового по специальной технологии.

При замене вкладыша из-за наклепа на наружной поверхности перед установкой нового вкладыша на постели подвески необходимо удалить пятна наклепа.

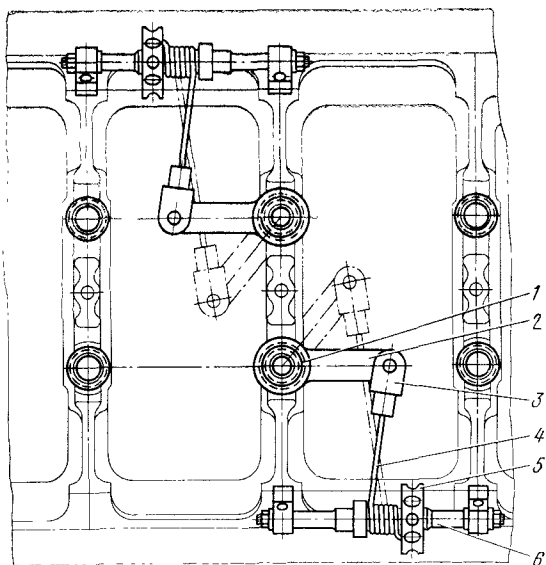


Рис. 122. Приспособление для затяжки болтов подвески:

1 — гайка болта подвески; 2, 3 — тяги; 4 — трос; 5 — маховик; 6 — вал

Натяг вкладышей проверяют в приспособлении, представляющем собой полуцилиндр с диаметром $D = 230 \pm 0,006$ мм, в который устанавливают вкладыш и по его разъему прикладывают равномерно распределенную нагрузку $Q = 36 \pm \pm 0,1$ кН. Для сохранения стыков вкладышей в закрытом состоянии необходимо болты подвесок затянуть строго в соответствии с требованиями заводской инструкции. Приспособление для затяжки представлено на рис. 122, приемы пользования им ясны из назначения.

Втулка цилиндра. После ввода дизеля в эксплуатацию и пробега 10 тыс. км, а также после ТР-2 и ТР-3 производится подтяжка шпилек крепления втулки цилиндра с крышкой для компенсации первоначальных обмятий в резьбовом соединении и газовом стыке втулки и крышки. Подтяжка является непременным условием надежной работы газового стыка. Она производится на «холодном» двигателе в последовательности: отвернуть гайку шпильки, маркированной номером 1, на половину длины резьбы, смазать резьбу, сферические поверхности гайки и шайбы маслом, используемым для смазки дизеля, затянуть гайку моментом 0,04 кН·м; далее аналогично подтянуть остальные гайки в последовательности номеров 4—2—5—3—6; далее проверить затяжку всех гаек моментом 0,04 кН·м в последовательности 1—2—3—4—5—6. Соблюдение рекомендуемой последовательности затяжки обеспечивает исключение деформации исходных геометрических размеров зеркала втулки цилиндра.

Во время ТР-2 и ТР-3 измеряют рабочие поверхности и опорные пояса втулки в свободном состоянии. При износах, более допустимых, по инструкции втулки бракуют. При сборке втулки с крышкой важно выполнить требование по последовательности затяжки шпилек для обеспечения плотности газового стыка и цилиндричности рабочей поверхности (по овалу) в допустимых

пределах (см приложение 2). Рубашки втулок цилиндров, имеющие кавитационные разрушения глубиной более 2,5 мм, заменяют. Кавитационные разрушения проявляются главным образом при нарушениях водоподготовки.

5. Шатунно-поршневая группа

Коленчатый вал практически не требует ухода до капитального ремонта дизеля. Надежная работа вала зависит от качества фильтрации масла, температуры и давления масла дизеля, состояния антивибратора и силиконового демпфера, укладки вала в блоке.

Шатуны. На каждом ТР-2 и ТР-3 при снятии шатунов с дизеля контролируют состояние нижней головки, втулок верхних головок, втулок пальца прицепного шатуна, вкладышей, шатунных болтов и пальцев. Нижнюю головку шатуна измеряют при затяжке болтов в соответствии с требованиями чертежа. Диаметр постели должен быть $220^{+0,06}_{-0,02}$ мм, овальность не более 0,07 мм. Отклонение от этих размеров постели исправляют на хонинговальном станке, а восстанавливают первоначальные размеры хромированием, толщина хрома после окончательной обработки поверхности не более 0,15 мм.

На вкладышах не допускаются трещины, выкрашивание и отслаивание заливки, сильный наклеп стыков и наружной поверхности, грубые риски. Размер в плоскости стыков в свободном состоянии, толщина вкладыша, натяг, непрямолинейность образующей наружной поверхности должны соответствовать значениям, приведенным в приложении 2. Зазор на масло по обмерам шатунной шейки коленчатого вала и вкладыша не выше 0,35 мм. Зазор на масло восстанавливают заменой вкладышей. При износе приработочного покрытия на площади более 20 см² его восстанавливают гальваническим способом по специальной технологии. При замене вкладыша из-за наклепа на постели следует удалить пятна наклепа.

Натяг вкладыша проверяют в приспособлении — полупостели с диаметром $D = 210,0^{+0,006}$ мм, к торцам вкладыша прикладывают равномерно распределенную нагрузку $Q = 41 \pm 0,1$ кН·м. Схема приспособления аналогична схеме для коренных вкладышей. Шатунные болты проверяют дефектоскопом на отсутствие трещин. При наличии грубых рисок и забоин на стержне и резьбе болтов их следует заменить. Штифты вкладышей должны иметь плотную посадку в отверстиях постели, выступание штифта над постелью не более 3,5 мм, утопание утопленной части штифта относительно поверхности постели не менее 0,5 мм.

Втулки верхних головок и пальцы прицепного шатуна заменяют при ослаблении их посадки в постелях, наличии выкрашивания бронзы, достижении предельных зазоров на масло между втулками и пальцами (см. приложение 2). При замене новую втулку запрессовывают с натягом 0,10—0,14 мм для верхней головки

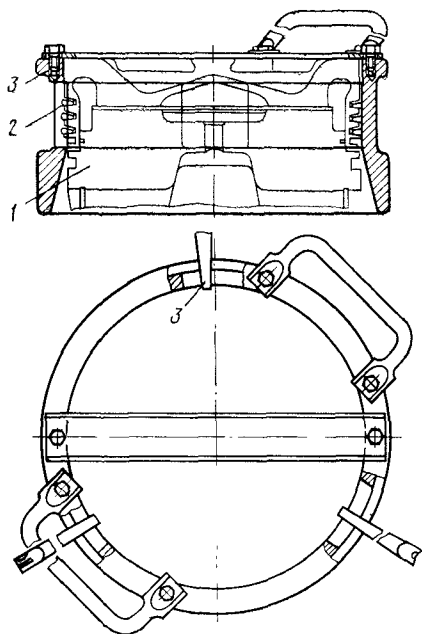


Рис. 123. Приспособление для замера зазоров между канавками поршня и компрессионными кольцами:

1 — поршень; 2 — кольцо; 3 — шуп

покрытия 0,025—0,004 мм. Предельные зазоры и размеры поршня и его отдельных составных элементов приведены в приложении 2. При овальности бобышек тронка под палец более 0,06 мм тронк заменяют. Ослабленные сливные трубки устанавливают на клее ГЭН-150 с натягом 0,01—0,032 мм. Проверяют плотность посадки шпилек в головке поршня. При ослаблении посадки шпильки вывертывают, очищают резьбу на шпильке и в головке. Шпильки устанавливают на эпоксидной смоле и затягивают моментом 0,07—0,1 кН·м. Полость охлаждения в головке очищают от отложений одним из способов, например косточковой крошкой. Поршневые кольца заменяют при задирах, следах прорыва газов, предельного зазора в замке и ручьях, сколах хрома (на компрессионных и односкребковых маслосъемных кольцах). Толщина хрома у компрессионных колец не менее 0,07 мм. Компрессионные кольца с зазором в замке в рабочем состоянии 1,8—2,2 мм рекомендуется ставить в третий ручей. Поршневой палец заменяют при трещинах, сколах, достижении предельного зазора между пальцем и бобышкой тронка или втулкой верхней головки шатуна.

Резиновое уплотнительное кольцо между головкой и тронком заменяют независимо от его состояния. При сборке поршня

и 0,06—0,11 мм для прицепного сочленения. При запрессовке обеспечивают правильное положение отверстий и прорези для прохода масла. При фрезеровке торцов и обработке фасок втулок после запрессовки, чтобы сохранить форму втулок, необходимо защищать рабочую поверхность и масляные каналы от стружки. Палец прицепного сочленения заменяют при трещинах и износе свыше нормы (см. приложение 2).

Поршень. Поршни разбирают для очистки полости охлаждения от масляных отложений при ТР-2 и ТР-3. Головку и тронк осматривают на отсутствие трещин, изломов перемычек между канавками под поршневые кольца, натиров боковой поверхности тронка. Натеры на боковой поверхности тронка можно зачищать. Покрытие тронка при износе на площади более 50 % следует восстанавливать, толщина

шпильки затягивают в перекрестном порядке за три-четыре приема моментом 0,12—0,14 кН·м. Проволока для обвязки должна быть натянута, без дефектов на поверхности. Кольца должны свободно без заедания перемещаться и утопать в ручьях. Зазор между канавками головки и компрессионными кольцами проверяют в приспособлении (рис. 123). Поскольку кольца имеют трапецеидальную форму, проверка зазора осуществляется одновременно тремя щупами, равномерно расположенными по окружности.

6. Крышка цилиндра

Работу крышки цилиндра и всего механизма газораспределения контролируют и обеспечивают в эксплуатации зазоры в гидротолкателях (см. приложение 2). Эти зазоры устанавливают для компенсации теплового удлинения деталей механизма газораспределения. Разница зазоров (неравномерность открытия клапанов) не должна превышать 0,2 мм. Зазоры при ТР-1, ТР-2 и ТР-3 регулируют изменением длины штанг 10 и 11 (см. рис. 31). Одновременность открытия клапанов обеспечивают подбором колпачков клапанов или шлифовкой торцов колпачков.

Большое внимание при эксплуатации двигателей следует уделять водоподготовке. Использование воды повышенной жесткости, применение некачественной присадки приводят к отложениям солей и присадок на наиболее нагретых поверхностях днища, резкому повышению температуры межклапанных перемычек, скорости накопления и уровня остаточных растягивающих напряжений в межклапанных перемычках. Это может вызывать внеплановые замены крышек цилиндров. Отрицательное влияние отложений на уровень остаточных напряжений в межклапанных перемычках видно из рис. 124. Для удаления накали полость охлаждения крышки на каждом ТР-2 и ТР-3 промывают специальным раствором по технологии, изложенной в документации по ремонту.

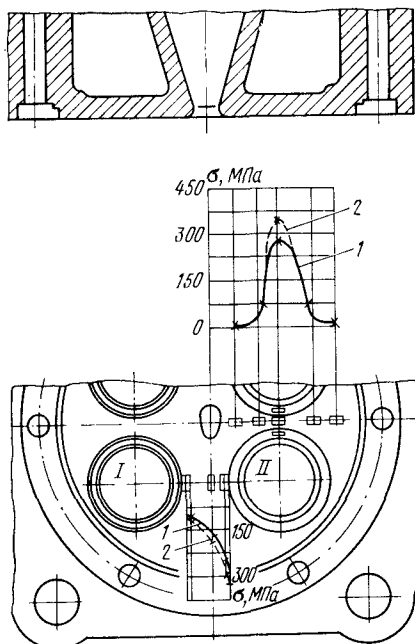


Рис. 124. Распределение остаточных напряжений растяжения по длине перемычки между клапанами крышки цилиндра:

1 — с отложениями 0,1 мм; 2 — с отложениями 1,6—1,8 мм, I — впускной клапан; II — выпускной клапан

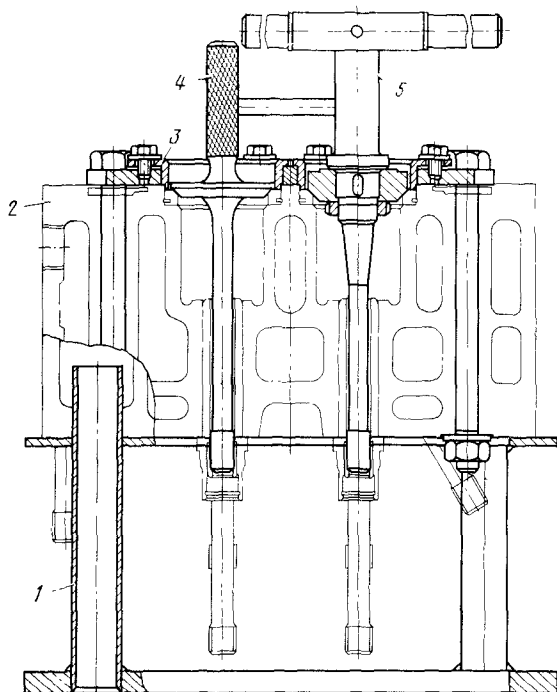


Рис. 125. Приспособление для исправления фасок седел клапанов:

1 — подставка; 2 — крышка цилиндра; 3 — направляющая; 4 — стержень для центровки; 5 — оправка с ножом

сти до прилегания не менее 75 % по краске. Фаски клапанов притирают по фаскам седел и гнезд крышки. Ширина пояски притирки не менее 1,0 мм. Глубокие вмятины удаляют шлифовкой фасок клапанов и процековкой фасок седел и гнезд крышек с использованием приспособления (рис. 125). Клапаны бракуют при трещинах и выгораниях на фасках, при толщине тарелки (до начала фаски) менее 2,9 мм, биении стержня и фаски более 0,16 мм. Для восстановления зазора между клапаном и направляющей стержень можно хромировать. Толщина хрома после обработки не более 0,12 мм. После замены направляющей обязательна притирка фаски клапана по фаске седла или гнезда (с процековкой их при необходимости). Проверяют взаимное прилегание конических поверхностей сухарей (двумя непрерывными поясками шириной не менее 3 мм, расположенными по краям сухарей) к соответствующим поверхностям клапанов. Допускается притирка конических поверхностей. Следует помнить, что после притирки клапанов по фаскам и сухарям их нельзя менять местами.

Эта профилактическая операция позволяет поддерживать крышку в работоспособном состоянии.

На ТР-2 и ТР-3 проводят обмеры клапанов и их направляющих осей, втулок, рычагов.

Предельные параметры приведены в приложении 2. Крышку опрессовывают водой давлением 1,3 МПа для выявления трещин днища, выпускных и всасывающих каналов. Проверяют свободу перемещения и осевой ход седел выпускных клапанов.

Осевой ход восстанавливают заменой седла с ремонтными размерами. Новое седло притирают к гнезду крышки по опорной поверхно-

Гидротолкатели проверяют на плотность. Для этого втулку гидротолкателя с шариком устанавливают в приспособление, заливают керосином и устанавливают толкатель. На толкатель нажимают усилием 0,1 кН, при этом он должен опуститься на 5 мм за 5—8 с.

Проверку проводят трижды и время принимают среднеарифметическое. Просачивание керосина через шариковый клапан не допускается.

При неудовлетворительной плотности и просачивании керосина через клапаны гидротолкатели заменяют. Зазор между осью и втулкой рычага восстанавливают заменой деталей либо хромированием оси.

При сборке индикаторного крана после осмотра и замены дефектных деталей резьбу шпинделя и штуцера смазывают сухим графитом. Применение масла не допускается.

Ход шпинделя в пределах $3,8 \pm 1$ мм регулируют прокладкой.

7. Цилиндровый комплект, антивибратор, механизм газораспределения

Цилиндровый комплект. Крышка цилиндра, втулка цилиндра, поршень и шатун образуют цилиндровый комплект, который снимают и устанавливают на дизель как единое целое (при необходимости можно крышку цилиндра снимать и отдельно). При сборке комплекта и установке его на дизель необходимо опрессовать с помощью приспособления (рис. 126) полость охлаждения крышки в сборе со втулкой цилиндров.

При сборке поршня с шатуном не следует забивать палец в бошки поршня, а необходимо нагреть его до 80—100 °С. Для повышения долговечности рекомендуется первое и третье компрессионные кольца переставить местами, замки компрессионных колец расположить со смещением на 180°. Разность массы комплектов шатунов с поршнями, устанавливаемых на каждую из шатунных шеек коленчатого вала, не должна превышать 500 г, что обеспечивается подбором. После затяжки шатунных болтов главного и прицельного шатунов проверяют прилегание головок болтов, гаек и опорных втулок по опорным поверхностям. Щуп 0,03 мм не должен проходить под головку болта и гайку и осевой разбег шатунов не менее 0,4—1,06 мм для главного и 0,35—0,93 мм для прицельного шатунов.

Крышки цилиндров каждого ряда выставляют по линейке относительно плоскостей прилегания к фланцам выпускных коллекторов.

Допускаемый перекося не более 0,15 мм и утопание с учетом перекося не более 0,45 мм обеспечивают поворотом комплекта в блоке цилиндров. Гайки крепления комплектов к блоку затягивают приспособлением (рис. 127), после чего проверяют зазоры

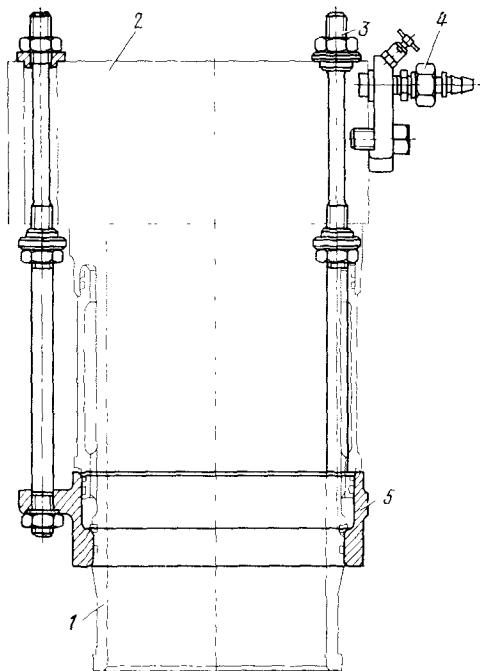


Рис. 126. Приспособление для опрессовки комплекта:

1 — втулка цилиндра; 2 — крышка цилиндра; 3 — шпилька; 4 — штуцер подвода жидкости; 5 — обечайка

в гидротолкателях и одновременно открытия клапанов, и тщательно затягивают контргайки штанг 10 и 11 (см. рис. 31) моментом $0,15 \text{ кН} \cdot \text{м}$ в приспособлении (рис. 128). Слабая затяжка может привести к ослаблению гайки, изменению длины штанги, к выпаданию ее из гнезд рычагов и поломкам деталей клапанного механизма.

Комбинированный антивибратор. При течи силиконовой жидкости и деформации корпуса демпфер следует заменить. Он принудительно заменяется после 20 тыс. ч работы независимо от состояния. На ТР-3 втулки и пальцы антивибратора обмеряют, пальцы с износом более $0,1 \text{ мм}$ и втулки с износом свыше $0,07 \text{ мм}$ заменяют. Допускается втулки с износом свыше $0,07 \text{ мм}$ повернуть — перепрессовать

с поворотом на 120° от первоначального положения, после двукратного поворота втулки заменяют. При перепрессовке усредненный натяг должен быть $0,09\text{—}0,12 \text{ мм}$ для больших и $0,07\text{—}0,10 \text{ мм}$ для малых втулок. Пальцы и маятники собирают по маркировке, имеющейся на деталях.

Механизм газораспределения. На ТР-2 и ТР-3 осматривают состояние кулачковых шайб, роликов, осей и втулок рычагов, на ТР-3 — подшипников распределительного вала (предельные зазоры приведены в приложении 2). На поверхностях кулачковых шайб и роликов не допускаются выкрашивания, износы. Проверяют регулировку редукционного клапана. Давление закрытия клапана $0,25\text{—}0,28 \text{ МПа}$. Прокладка толщиной 1 мм под пружиной изменяет давление на $0,02 \text{ МПа}$. При заменах кулачковых шайб и опорных втулок следует помнить, что обе половинки этих деталей попарно замаркированы одним номером. При замене топливной шайбы необходимо обращать внимание на ее установку на распределительном валу, так как шпоночный паз расположен несимметрично относительно профиля шайбы. После затяжки гаек креп-

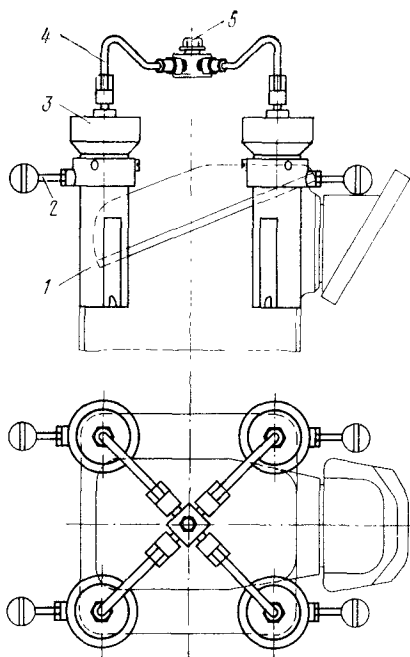


Рис. 127. Приспособление для гидрозатяжки шпилек крепления комплектов к блоку:

1 — опорная стойка; 2 — механизм заворачивания гайки; 3 — гидроцилиндр; 4 — трубка; 5 — штуцер подвода жидкости от насоса высокого давления

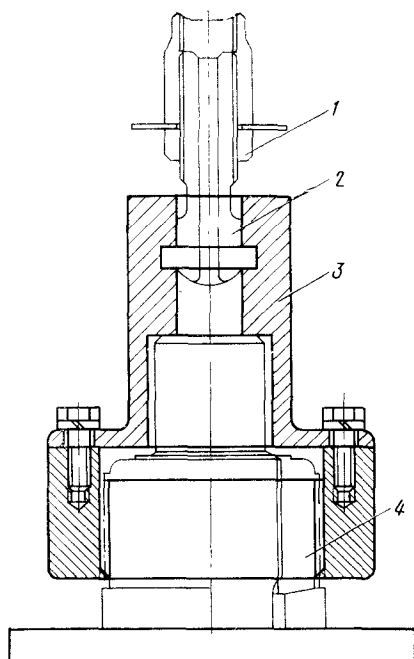


Рис. 128. Приспособление для затяжки контргаяк штанг механизма газораспределения:

1 — контргайка штанги; 2 — штанга; 3 — приспособление; 4 — гайка крепления цилиндрического комплекта к блоку

ления кулачковых шайб и опорных втулок проверить зазор в стыках половин (0,03—0,2 мм) и под шпонкой (0,26—0,68 мм). На собранном дизеле проверяют угол опережения подачи топлива и фазы газораспределения.

Система вентиляции картера. На каждом ТР-1, ТР-2 и ТР-3 маслоотделительный бачок снимают, разбирают, промывают и продувают маслоотделительные детали и проволочную канитель. На ТР-3 проверяют настройку заслонки.

8. Водяной насос, охладитель воздуха, выпускные коллекторы

Водяной насос. При попадании грязи и особенно песка на углеграфитовое уплотнение насоса оно быстро истирается и теряет плотность, о чем сигнализирует увеличение течи воды более 20 капель в 1 мин через отверстие в станине 2 (см. рис. 85). В эксплуатации также наблюдается иногда характерный дефект в виде снижения и пульсации давления воды. Это свидетельствует либо о не-

плотностях системы охлаждения в линии перед насосом, либо о прорыве в систему газов из двигателя. Оба дефекта немедленно устраняют во избежание перегрева дизеля.

Углеродистое уплотнение в случае его повреждения может быть отремонтировано. Для этого после разборки насоса рабочую поверхность фланца 6 необходимо шлифовать до полного вывода следов выработки, обеспечив непараллельность ее опорной поверхности не более 0,05 мм, затем немедленно после шлифования деталь опускают в масляную ванну при температуре $145 \pm 5^\circ\text{C}$, после охлаждения на воздухе притирают рабочую поверхность по плите. Углеродистое кольцо протачивают также до удаления следов выработки и притирают по плите без абразивного порошка с водяной смазкой.

При разборке и сборке насоса пользуются специальными приспособлениями. Для съема рабочего колеса необходимо зафиксировать вал 1 специальным стопором в виде фланца с шлицевой бонкой. Бонка вставляется в шлицевое отверстие вала, а фланец двумя болтами соединяется с фланцем станины 2. Отвертывая и заворачивая болт 14, необходимо помнить, что резьба у него левая. Во избежание повреждения конуса на валу и в колесе затягивать болт необходимо динамометрическим ключом с моментом затяжки $0,2 \pm 0,01 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Для снятия рабочего колеса используется приспособление в виде винтового домкрата. При снятии с вала и надевании на вал резиновой втулки углеродистого уплотнения необходимо также пользоваться специальными приспособлениями.

Охладитель воздуха. Охладитель с дизеля снимают в случае выявления неисправностей или для технического обслуживания. Снимают охладитель в такой последовательности: слить воду из водяной системы; открепить и снять трубы, связывающие охладитель с другими узлами двигателя; открепить хомуты и сдвинуть резиновую трубу, соединяющую патрубок 13 с корпусом компрессора (см. рис. 58); открепить охладитель от кронштейна и снять его. При разборке открепляются водяные крышки 2 и 6 и воздушный патрубок 13. Сборка и установка охлаждителя производятся в обратном порядке.

В процессе эксплуатации необходимо следить за отсутствием подтеканий воды и загрязненностью воздушной полости охлаждителя. Отложения на трубках приводят к ухудшению теплообмена между водой и воздухом и ухудшают параметры двигателя. Для восстановления параметров дизеля промывают и очищают полости. Порядок работ при промывке: закрыть водяную полость охлаждающей секции металлическими листами; погрузить охлаждающую секцию на 10—15 ч в бак с моющим раствором (в течение этого времени не менее трех раз поднимают и опускают охлаждающую секцию в растворе); промыть охлаждающую секцию в горячей воде, нагретой до 70°C , после чего продувают сжатым воздухом межтрубное пространство для удаления отложений из секции;

снять металлические заглушки для осмотра трубок. При отложениях в водяной полости очистить их проволокой диаметром 6—8 мм, пропуская ее в трубу. После очистки трубки продуть сжатым воздухом. Для проверки герметичности охладителя опрессовать воздушную полость водой под давлением 0,4 МПа. Течи в местах крепления трубок устраняют дополнительной развальцовкой трубок на 0,1—0,15 мм. При трещинах в трубке допускается заглушить ее с обоих концов металлическими заглушками 14 (см. рис. 58) и запаковать их припоем ПОС 40 ГОСТ 1499—70. Разрешается глушить не более десяти труб в каждой половине секции при условии расположения в ряду не более трех заглушек.

Отремонтированный охладитель испытывают опрессовкой водяной полости водой. Для этого на патрубки *Е* и *С* нижней крышки надевают металлические заглушки, после чего охладитель заполняется водой. Опрессовка производится для водяной полости давлением 0,6 МПа в течение 5 мин, для воздушной — давлением 0,4 МПа.

Выпускные коллекторы. При снятии коллектора с дизеля необходимо: слить воду из водяной системы дизеля; снять переточную трубу, а также кожух и изоляцию у компенсатора; открепить трубу отвода воды от газовыпускного патрубка и снять хомут крепления его к кронштейну; отвернуть болты крепления коллектора к крышкам цилиндров и снять выпускной коллектор в сборе (обе секции и нижняя часть газовыпускной трубы). Случайные течи воды из коллекторов устраняют заваркой качественным электродом ЭЧГА или Э50.

Для ремонта коллектор снимают с дизеля, а места заваркой расчищают до металлического блеска. После заварки испытывают опрессовкой водой давлением 70 кПа (7 кгс/см²) в течение 5 мин. Коллектор устанавливают в обратном порядке. Перед установкой необходимо осмотреть и очистить все внутренние полости и места уплотнений. Коллектор в сборе опрессовывают водой для проверки герметичности перетоков и фланцев.

9. Предельный выключатель, вентилятор

Предельный выключатель. Работу предельного выключателя проверяют на дизеле и специальном тарировочном стенде. На дизеле вручную, воздействуя на рычаг управления подачей топлива, увеличивают частоту вращения коленчатого вала до момента срабатывания предельного выключателя и фиксируют частоту вращения по тахометру. Срабатывание должно происходить при частотах вращения коленчатого вала, указанных в инструкции по обслуживанию дизеля соответствующей модификации. При настройке предельного выключателя на специальном стенде необходимо за счет подбора толщины регулировочных прокладок обеспечить срабатывание его в необходимых пределах. Установка или снятие одной регулировочной прокладки 16 (см. рис. 99) изменяет

тарировку предельного выключателя на 15 об/мин. После установки дополнительных регулировочных прокладок необходимо убедиться в том, что скоба 13 при нажатии на нее доходит до упора 14 и витки в пружине не прижаты. Если такое явление обнаружено, то необходимо проверить высоту пружины, которая должна быть 63—65 мм. При высоте пружины менее 62,5 мм ее необходимо заменить, так как в результате установки большого количества регулировочных прокладок уменьшается ход груза. Это может привести к тому, что груз при недопустимом превышении частоты его вращения сместится на упор, но не выведет рычаг из зацепления со стаканом и дизель не остановится.

В результате износа уплотнительного кольца 28 может возникнуть течь масла по штоку 25 и даже значительная утечка воздуха из полости 6, в результате которой не происходит остановка дизеля. Для восстановления плотности полости 6 достаточно подтянуть корончатую гайку на штоке. Если износ кольца значительный, его необходимо заменить. Перед установкой предельного выключателя на дизель необходимо в отверстия корпуса установить болты с шайбами, прокладку и валик 3. Покачиванием корпуса добиваются совпадения шлицев валика с шлицами приводной втулки в приводе распределительного вала (см. рис. 35).

При демонтаже предельного выключателя приводной валик 3 может переместиться вместе с предельным выключателем, что не позволит завершить его съем. В этом случае необходимо снять крышку на противоположной стороне шестерни, от которой осуществляется привод предельного выключателя, и при помощи рым-болта с резьбой М6 удерживать валик от перемещения. При необходимости разборки автомата выключателя следует иметь в виду, что пружины 6 и 8 сжаты усилием более 1 кН и требуют осторожного обращения. Детали механизма установки в рабочее положение предельного выключателя собирают таким образом, чтобы при нажатии на кнопку 27 стакан 21 не передавал усилия на рукоятку. Это достигается относительным расположением кулачков на шестерне 22 и муфте 33, обеспечивающих при нахождении рукоятки на упоре свободное перемещение стакана из нижнего в верхнее положение.

Обслуживание в эксплуатации дифференциального манометра состоит в периодической проверке уровня жидкости и доливе ее до необходимой отметки. При чрезмерно большом разрежении в картере может иметь место высасывание жидкости из манометра. Для устранения этого уменьшают до нормы разрежение, воздействуя на органы регулирования системы вентиляции картера.

Проверку правильности работы манометра можно выполнить без снятия его с дизеля, для чего необходимо воспользоваться контрольной электрической лампой с источником питания, отсоединить от штуцера шланг, идущий к дизелю, и создать в нем избыточное давление. Если лампочка загорается, то состояние контактов реле следует считать удовлетворительным. Если лам-

почка не загорается, манометр снимают с дизеля и ремонтируют его в мастерской.

Вентилятор. О нормальной работе вентилятора можно судить по характерному для него шуму. При выходе из строя подшипников или шестерен появляются дополнительные звуки с явным металлическим скрежетом. При этом вентилятор необходимо снять и отремонтировать. Как правило, при нормальном обслуживании вентиляторы работают надежно. В период плановых ТР-2 и ТР-3 вентиляторы снимают с тепловоза и разбирают для очистки от отложений и проверки состояния подшипников. Для съема вентилятора (см. рис. 42) необходимо открепить входной патрубок, предварительно сняв хомуты и, сдвинув брезентовое уплотнение, отвернуть болты крепления корпуса вентилятора к приводу распределительного вала. Следует обратить внимание на то, что две гайки крепления расположены во внутренней полости корпуса 4. Штифты, фиксирующие вентилятор на корпусе привода распределительного вала, должны быть помечены для установки на прежние места.

При разборке вентилятора в первую очередь снимают обтекатель 1, патрубок 9 и крышку 13. Через отверстия в рабочем колесе отгибают стопорные пластины и снимают гайки крепления крышки 3. Ротор в сборе с подшипниками и втулкой 6 выпрессовывают из корпуса, после чего ротор отделяют от втулки и устанавливают в приспособление (см. рис. 44) для гидроспрессовки колеса и шестерни. Приспособление включает три основных элемента: устройство для установки ротора, двоянный гидронасос и специальные приспособления для спрессовки и напрессовки. Приспособление для спрессовки включает корпус, поршень, манжетное уплотнение, штуцера и захваты. Принцип действия приспособления состоит в создании стягивающего усилия на колесо (или шестерню) при одновременной подаче масла под большим давлением на посадочную поверхность. Под действием гидростатического давления ступица испытывает упругую деформацию и ослабляется натяг в соединении, что облегчает спрессовку колеса (шестерни). Устанавливают приспособление так, чтобы поршень упирался в вал, а корпус был жестко связан со спрессовываемой деталью. Масло от насосов подводится по двум штуцерам одновременно в полости *a* и *б*. Давление в полости *a* создает большое стягивающее усилие, а давление в полости *б* деформирует ступицу, а это приводит к спрессовке детали. При установке приспособления для напрессовки к ротору крепят корпус, а поршень упирается в колесо. При напрессовке контролируют осевое перемещение колеса или шестерни от исходного положения. Требуемый натяг достигается при осевом перемещении 0,15—0,6 мм.

При сборке вентилятора контролируют осевой зазор в подшипниках ротора (0,3—0,6 мм). Уменьшение этого зазора приводит к перегреву и выходу из строя подшипников, а увеличение его вызывает повышенную вибрацию и создает возможность задевания

ротора за неподвижные элементы. При сборке ротора трехкратно обжимают колесо и шестерни гайками. Усилие затяжки 0,15—0,2 кН на плече 250—300 мм. После окончательной затяжки гайку надо повернуть на $\frac{1}{2}$ грани и застопорить стопорной пластиной. Гайку крепления узла подшипников на роторе затягивают моментом 0,07—0,08 кН·м.

При установке вентилятора на привод распределительного вала проверяют прилегание зубьев шестерни и боковой зазор по краске. Площадь прилегания не менее 45 % на длине 60 %. Боковой зазор в зацеплении 0,12—0,45 мм.

Валопровод привода стартер-генератора и возбуждителя. При обслуживании валопровода необходимо следить за износом резиновых втулок на пальцах. Особенно вреден неравномерный износ, так как вследствие него возникают радиальные усилия, дополнительно нагружающие подшипники. Неравномерный износ капроновых опор вызывает смещение поводка относительно оси вращения и центробежные силы, также дополнительно нагружающие подшипники. Износы элементов валопровода и ослабление затяжки гаек на пальцах могут привести к возникновению вибрации электрических машин.

На сборку и разборку конусных соединений ведущих полумуфт необходимо обратить особое внимание, так как повреждение конусов требует больших ремонтных работ. Сборку и разборку этих соединений выполняют при помощи гидравлического приспособления, состоящего из насосов высокого давления и гидравлического домкрата. Как при сборке, так и при разборке масло в разъем соединения для расширения полумуфты следует подавать раньше подачи масла в домкрат на ее перемещение.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ДИЗЕЛЯ НА ТЕПЛОВОЗЕ

1. Условия работы на тепловозе

Режимы работы дизеля на тепловозе характеризуют следующими основными особенностями: длительной работой на холостом ходу в режиме прогрева и поддержания рабочей температуры теплоносителей; большим относительным временем работы дизеля на переходных режимах; относительно низким коэффициентом использования мощности, достигающим для магистральных тепловозов мощностью 2200—3000 кВт в секции до 0,4, а для маневровых тепловозов — до 0,2.

Тепловозы эксплуатируются в условиях широкого диапазона изменения внешних условий и прежде всего температуры окружающей среды (от +45 до —60 °С). При этом регулировка дизеля, подобранная для нормальных условий, остается неизменной. Эти особенности режимов и условий эксплуатации требуют определенных навыков в вождении поездов и обслуживании дизелей.

Длительная работа дизелей на холостом ходу в зимнее время связана с необходимостью их прогрева при отстое в депо, на станционных путях и в ожидании разрешающего сигнала светофора. Нижняя температура газов в цилиндре на холостом ходу, особенно при отрицательных температурах окружающего воздуха, приводит к тому, что масло, попавшее в камеру сгорания, не сгорает. Оно частично окисляется и сбрасывается в картер поршневыми кольцами со втулки цилиндра при ходе поршня к н. м. т., частично попадает в ресивер наддувочного воздуха и выпускной тракт дизеля. В результате масло загрязняется продуктами неполного окисления, растет его вязкость и падает оптическая плотность масла, т. е. снижаются его физико-химические показатели.

При длительной работе на холостом ходу масло может скапливаться в выпускных трактах и при последующем нагружении дизеля воспламеняться. Это может приводить к местному перегреву коллекторов, газоприемных патрубков турбины, глушителя тепловоза и снижению их долговечности. Для устранения вредных последствий работы дизеля на холостом ходу необходимо стремиться не только к сокращению времени работы, но и стараться обеспечивать прогрев двигателя на минимальной частоте вращения холостого хода, так как с ростом частоты вращения все эти отрицательные последствия возрастают и увеличивают произ-

водительный расход топлива. В зимнее время целесообразно прогреть двигателя вести с забором воздуха в дизель из кузова тепловоза и охлаждающий воздух из генератора направлять в кузов тепловоза. Должен осуществляться переток воды из горячего в холодный контуры охлаждения двигателя и холодильная шахта должна иметь необходимое зачехление.

После длительной работы дизеля на холостом ходу желательно постепенно увеличивать его нагрузку. Работа на 1-й — 3-й позициях контроллера под нагрузкой позволяет продуть выпускной тракт дизеля без воспламенения масла в местах его скопления. При работе на холостом ходу масло, как уже указывалось, попадает в ресивер наддувочного воздуха и оттуда частично стекает в специальный бак, размещенный в раме дизель-генератора. Наиболее эффективно масло из ресивера удаляется при небольшом избыточном давлении наддувочного воздуха. Поэтому, если позволяет место стоянки тепловоза, перед его движением открывают кран на трубе слива масла из бака в раме на 30—40 мин. Дренажное отверстие бака всегда должно быть чистым, что определяется по выходу из отверстия воздуха при избыточном давлении наддува.

Тепловозные дизели типа Д49 оборудованы механизмом отключения части цилиндров. Поэтому при прогреве дизеля необходимо работать в режиме автоматического включения тормозного компрессора тепловоза, так как падение давления воздуха в тормозной магистрали приведет к выключению механизма отключения части цилиндров. Прогрев дизеля на повышенной частоте вращения, когда механизм отключения не работает, следует ограничивать.

Работа на холостом ходу с отключенными цилиндрами характеризуется большей цикловой подачей топлива, следовательно, лучшим его распылом и более полным сгоранием; при подаче того же количества топлива во все цилиндры ухудшается качество распыла, в отдельных цилиндрах может иметь место пропуск воспламенения топлива, которое попадая в масло, снижает его вязкость, что в эксплуатации называют осоляживанием масла.

2. Возможные неисправности

Во время движения тепловоза машинисту постоянно приходится управлять контроллером, т. е. менять частоту вращения, а следовательно, и мощность дизель-генератора.

Если при движении тепловоза необходимо временно снизить мощность, это можно осуществить двумя путями (см. гл. 9). Первый, чаще всего применяемый: рукоятку контроллера переводят на 0 позицию, а затем на требуемую, определяющую скорость движения. Этот способ оправдан только в случае необходимости значительного уменьшения скорости или продолжительности режима движения по инерции (в том числе движения под уклон).

Второй путь: частичное временное снижение мощности, установка рукоятки контроллера на промежуточную, более низкую позицию с последующим возвратом ее в нужное положение. Второй путь, когда это возможно, предпочтителен, так как турбокомпрессор на высоких позициях контроллера имеет более высокую начальную частоту вращения перед началом разгона дизель-генератора, что обеспечивает более быстрый прием нагрузки. Переходный процесс в этом случае протекает экономичнее при меньшей дымности выпуска и меньшей теплонпряженности. Например, для дизель-генератора 1А-9ДГ тепловоза 2ТЭ116 предпочтительно маневрирование рукояткой контроллера машиниста вести в диапазоне 4-й—15-й позиций, для дизель-генератора 2В-9ДГ тепловоза 2ТЭ121 — в диапазоне 6-й —15-й позиций (при равномерной разбивке частоты вращения по позициям контроллера машиниста), для дизель-генератора 2А-9ДГ тепловоза ТЭП70 — в диапазоне 2-й—15-й позиций. Такой режим работы тем эффективнее, чем выше температура воздуха на входе в турбокомпрессор. Таким образом, в летнее время при отсутствии большой запыленности окружающего воздуха и дождей воздух в дизель подается только извне кузова тепловоза. При этом и на установившихся режимах будет достигаться наибольшая экономичность работы дизеля.

Открытие в летнее время перепуска воды из горячего контура охлаждения дизеля в холодный, а также работа с подогревом топлива на входе в насосы высокого давления оказывают отрицательные последствия на протекание рабочего процесса. Все это приводит к потере экономичности и уменьшению мощности дизеля в диапазоне позиций контроллера машиниста, соответствующих частоте вращения коленчатого вала 500—1000 об/мин (для тепловоза 2ТЭ116 4-я—15-я позиции). Наиболее предпочтительна работа дизеля в летнее время при температуре воды на холодильник наддувочного воздуха в пределах 32—47 °С. Однако при отсутствии раздельного регулирования температуры воды на холодильник наддувочного воздуха и масла низших пределов этих температур достичь не удается.

Повышение температуры топлива приводит не только к уменьшению подачи топлива в цилиндры дизеля на всех позициях контроллера, где работает регулятор мощности (индуктивный датчик регулятора не находится на упоре), но и к потере экономичности из-за ухудшения характеристики впрыска топлива. Этим и объясняется заметное падение мощности дизеля при включении в летнее время топливонагревателя. Чрезмерное повышение температуры топлива может приводить к задирам насосов подачи топлива высокого давления и нарушению герметичности форсунок.

В зимнее время, особенно после ремонта дизеля, могут появляться признаки помпажа компрессора (внешнее проявление — резкое колебание давления наддува и глухие хлопки в компрессоре). Помпаж наступает при некачественной сборке дизеля, компрессора или при перегрузке дизеля. Перегрузку легко опреде-

лить по приборам мощности в период реостатных испытаний тепловоза или в поездке. Если помпаж наступает на установившихся режимах работы дизеля, временной мерой может служить переход на забор воздуха из кузова тепловоза. Однако это мероприятие позволит устранить помпаж, если нарушения в сборке были незначительные. В летнее время этим способом пользоваться не следует, так как он приводит к другим отрицательным последствиям, о которых говорилось выше. В этом случае лучше перерегулировать регулятор частоты и мощности на разгрузку дизель-генератора.

Помпаж компрессора может проявиться в зимнее время по тем же самым причинам при резком снижении позиций контроллера. Уменьшить или полностью устранить помпаж при уменьшении нагрузки можно путем перестановки контроллера не на промежуточную позицию, а на 0. В этом случае электрическая цепь нагрузки мгновенно разрывается, и частота вращения вала дизель-генератора уменьшается медленно. Это снижает степень рассогласования расходов воздуха через компрессор и дизель и вероятность возникновения помпажа компрессора уменьшается.

При комплектовании дизель-генераторов регуляторами, снабженными коррекцией подачи топлива по давлению наддува и функциональной защитой дизеля по давлению масла, часто приходится сталкиваться с вопросами малой мощности и частоты вращения дизель-генератора. Возможные отклонения в работе самого регулятора частоты и мощности показаны ранее. В данной главе рассмотрены другие возможные причины, приводящие к этим неисправностям.

Объединенный регулятор дизель-генератора выполняет многоцелевые функции. Например, регулятор мощности и корректор подачи топлива по давлению наддува защищают дизель от механических и тепловых перегрузок. Регулятор мощности в диапазоне его работы поддерживает постоянство положения привода управления топливными насосами по позициям контроллера машиниста. Значительная перегрузка дизель-генератора за счет неправильной настройки электрической схемы тепловоза отключает регулятор мощности при выходе индуктивного датчика на упор. При этом дизель-генератор может нагружаться до момента выбора зазора под общим упором подачи топлива или в случае большой разрегулировки по рейкам топливных насосов до выхода на индивидуальные упоры по ним.

Перегрузку дизеля из-за неправильной настройки электрической схемы можно определить по приборам мощности и положению индуктивного датчика. Положение датчика на упоре разгрузки при высокой общей мощности дизель-генератора свидетельствует о необходимости регулировки электрической схемы. Неправильная настройка электрической схемы тепловоза может приводить и к недогрузке дизель-генератора. Это можно определить следующим образом: при выходе на 15-ю позицию контроллера ма-

шиниста зазор под общим упором подачи топлива будет больше нормы, а индуктивный датчик будет находиться на упоре максимальной нагрузки.

Недостаток мощности может наступать также при нарушениях в работе дизель-генератора. При потере подвижности привода управления топливными насосами регулятор частоты вращения выключается из работы и дизель перестает быть управляемым. Дальнейшее увеличение частоты вращения и мощности при переводе рукоятки контроллера машиниста на более высокую позицию не происходит. Этот дефект можно определить по растяжению буферной тяги.

Мощность дизель-генератора может снизиться также из-за задира в топливном насосе высокого давления, зависания иглы форсунки, размыкания привода управления топливными насосами высокого давления в механизме отключения части цилиндров, нарушения в работе клапанов газораспределения. Эти дефекты определяются по разнице температур газа за цилиндрами и давлений сгорания по цилиндрам. Без измерений предварительно выявить эти недостатки можно путем определения подвижности реек насосов, ощупыванием форсуночных трубок высокого давления (при нормальной работе топливной аппаратуры должны ощущаться жесткие толчки), осмотром механизма отключения части цилиндров.

Регулятор с корректором в случае нарушения его настройки может сам служить причиной недостаточной мощности и частоты, ухудшения качества переходных процессов дизель-генератора. Нарушение настройки корректора подачи топлива может произойти как за счет дефектов самого регулятора, так и из-за рассогласования привода управления топливными насосами с регулятором. В первом случае необходимо проверить регулятор на специальном стенде, во втором настроить привод при работе дизеля. Причинами рассогласования привода с регулятором могут служить: износы в подшипниках тяг привода, заедание привода, приводящее к растягиванию буферной тяги, размыкание привода в механизме отключения части цилиндров.

Проверить правильность настройки корректора можно при работе дизель-генератора на 0 позиции контроллера машиниста следующим образом. Привод управления насосами перемещают в сторону уменьшения подачи топлива. Дизель начнет снижать частоту вращения, а силовой сервопоршень регулятора, стремясь восстановить частоту, будет перемещаться в сторону увеличения подачи топлива до выхода на ограничение по давлению наддува. В этот момент необходимо замерить зазор (или натяг) между указателем (стрелкой) нагрузки и соответствующим штифтом на шкале нагрузки регулятора. Если дизель-генератор остановится, положение указателя сохранится. Настройка корректора считается правильной, если замеренный зазор (натяг) будет находиться в пределах, оговоренных в инструкции по эксплуатации дизель-генератора (регулятора).

Если корректор регулятора настроен правильно, а привод управления топливными насосами не согласован с регулятором, реализация коррекции подачи топлива по давлению наддува не будет соответствовать заданной. В случае отсутствия видимых причин замедленного увеличения частоты вращения необходимо проверить плотность соединений и самой трубки подвода воздуха от наддувочного ресивера к регулятору. Нарушение плотности приводит к снижению ограничительной функции. При срабатывании в регуляторе функциональной защиты по давлению масла загорается на пульте управления тепловозом сигнальная лампа. Снижение частоты вращения коленчатого вала происходит до определенных значений, где давление масла на дизель будет не ниже заданного, или до полной остановки.

ГОРЮЧЕ-СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ. ОХЛАЖДАЮЩАЯ ЖИДКОСТЬ

Топливо. Для дизелей используется топливо по ГОСТ 4749—73 и ГОСТ 305—73. Соответствие топлива требованиям ГОСТ должно быть подтверждено сертификатом поставщика и контрольным лабораторным анализом пробы, взятой из бака принятого топлива, на вязкость, температуру вспышки, содержание механических примесей, воды и серы.

Масло. Рекомендуется масло М14В2 по ТУ 38.101.421—73 или М14Г2 ТУ 38.401.202—77 для дизелей типа Д49. Надежность, долговечность современного дизеля в огромной степени зависят от качества используемого масла. Качество масла должно быть подтверждено сертификатом поставщика и лабораторным анализом по каждой партии применяемого масла на вязкость, температуру вспышки, содержание золы, механических примесей и воды. Смена масла производится в сроки, предусмотренные техническим обслуживанием дизеля, либо при достижении браковочных показателей. Масло бракуется, если один из показателей достигнет следующих предельных значений:

вязкость масла при 100 °С менее 11,2 сСт или более 16,5 сСт;

содержание воды более 0,05 %;

водородный показатель ниже 5,0;

диспергирующая способность при 200 °С менее 0,3 в условных единицах.

При замене масла слить его следует из всех узлов дизеля: масляной ванны, масляных фильтров, охладителей масла, трубопровода. Промывка масляной системы производится по технологии завода-изготовителя. Уровень масла в ванне контролируется при работающем маслопрокачивающем насосе. Для регулятора используется масло МК-22 и МС20 ГОСТ 1013—49.

Вода. Дизели охлаждаются водой с содержанием хлоридов и сульфатов суммарно не более 300 мг/л и общей жесткостью не более 2,15 мг·экв/л с нитритнофосфатной присадкой с РН = 7—9 и щелочностью по фенолфталеину не более 0,3. Использование воды, не соответствующей рекомендациям завода-изготовителя дизеля, приводит к выходу из строя деталей, омываемых водой. При применении воды повышенной жесткости либо смешении воды с присадкой непосредственно в системе охлаждения дизеля (теп-

ловоза) на охлаждаемых поверхностях крышки цилиндра осаждаются повышенное количество осадков, затрудняющих отвод тепла от стенок крышки в воду, что может привести к образованию термических трещин на днище. Применение воды без присадки либо с присадкой по концентрации, не соответствующей рекомендациям завода-изготовителя, вызывает повышенные кавитационно-коррозионные повреждения втулки цилиндра, рубашки втулки цилиндра, корпуса турбокомпрессора.

Применение других типов топлив, масел и воды должно быть согласовано с заводом-изготовителем дизеля.

**ОСНОВНЫЕ СБОРОЧНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ
РАЗМЕРЫ И ЗАЗОРЫ В СОЕДИНЕНИЯХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ**

Наименование	Установочный размер или зазор, мм	Предельный размер или зазор в экс- плуатации, мм
<i>Вкладыши коренного подшипника</i>		
Толщина	4,90—4,93	4,80
Натяг	0,22—0,26	0,14
Суммарный натяг двух половин вкладышей	0,44—0,52	0,30
Диаметр в свободном состоянии	232—235	230,5
Непрямолинейность (корсетность) об- разующей наружной поверхности	0,02	0,05
<i>Втулка цилиндра</i>		
Внутренний диаметр в районе оста- новки верхнего компрессионного кольца	259,96—260,045	260,5
Овальность внутреннего диаметра в сборе с крышкой	0,0—0,07	0,20
Диаметр верхнего опорного пояса	339,71—339,79	339,35
Диаметр нижнего опорного пояса	294,875—294,93	294,6
<i>Крышка цилиндра</i>		
Осовой ход седла выпускного клапана	0,16—0,33	0,70
Зазор между направляющей втулкой и стержнем впускного клапана	0,132—0,194	0,65
Зазор между направляющей втулкой и стержнем выпускного клапана	0,180—0,230	0,75
Биение замка под сухари относительно стержня клапана	0,0—0,05	0,15
Биение фаски клапана относительно поверхности направляющей части стержня клапана	0,0—0,03	0,16
Диаметральный зазор между осью и втулкой рычага	0,050—0,135	0,45

Наименование	Установочный размер или зазор, мм	Предельный размер или зазор в экс- плуатации, мм
Зазор на масло в гидротолкателях впускных клапанов	0,40—0,60	0,40—0,60
Зазор на масло в гидротолкателях выпускных клапанов	0,60—0,80	0,60—0,80
<i>Коленчатый вал</i>		
Овальность шеек	0,0—0,02	0,12
Бочкообразность и корсетность шеек	0,0—0,015	0,08
Конусность шеек	0,0—0,02	0,08
<i>Блок цилиндров</i>		
Зазор на масло между подшипником и коренной шейкой коленчатого вала	0,14—0,27	0,40
Зазор между подшипником и коренной шейкой коленчатого вала в районе стыков (по шупу)	0,07	0,05
Зазор в упорном подшипнике между полукольцами и буртом коленчатого вала	0,10—0,35	0,75
<i>Шатуны</i>		
Зазоры на масло в верхней головке шатuna между пальцем поршня и втул- кой шатуна	0,080—0,183	0,40
Зазор на масло между пальцем при- цепного шатуна и втулкой главного шатuna	0,06—0,12	0,40
Зазор на масло в шатунном подшип- нике	0,14—0,255	0,35
Диаметр пальца прицепного шатуна	69,98—70,0	69,78
Осовой разбег главного шатуна на шейке коленчатого вала	0,40—1,06	1,30
Осовой разбег прицепного шатуна в проушинах главного шатуна	0,35—0,93	1,20
<i>Вкладыши шатунного подшипника</i>		
Толщина	4,91—4,93	4,86
Натяг	0,18—0,22	0,13
Суммарный натяг двух половин вкла- дышей	0,36—0,44	0,28
Диаметр в свободном состоянии	212—215	210,5
Непрямолинейность (корсетность) об- разующей наружной поверхности	0,02	0,05

Наименование	Установочный размер или зазор, мм	Предельный размер или зазор в экс- плуатации, мм
<i>Поршень</i>		
Диаметр отверстия в бобышках под палец	95,0—95,035	95,20
Диаметральный зазор между поршнем и втулкой цилиндра	0,41—0,545	0,80
Зазор в замке поршневых колец в рабочем состоянии		
компрессионных	0,9—1,2	2,2
маслосъемных	0,9—1,2	3,5
Зазор в замке компрессионных колец в свободном состоянии	30—36	20
Зазор между кольцами и канавками поршня на высоте:		
компрессионных	0,28—0,44	0,65
маслосъемных	0,10—0,17	0,50
<i>Лоток с распределительным валом</i>		
Зазор между подшипником и шеей распределительного вала	0,105—0,20	0,35
Зазор между подшипником и лотком	0,018—0,085	0,30
Зазор в упорном подшипнике	0,129—0,379	0,68
Зазор между осью и втулкой рычага	0,025—0,10	0,45
Зазор между осью и внутренней втулкой ролика рычага	0,077—0,122	0,25
Зазор между втулками ролика	0,08—0,13	0,25
Зазор между роликом и втулкой	0,100—0,147	0,267
<i>Турбокомпрессор</i>		
Зазор на масло в подшипниках	0,15—0,20	0,35
Осевой разбег ротора	0,20—0,30	0,45
Дисбаланс ротора, г·см	3	4
Торцовый зазор по лопаткам колеса компрессора	0,9—1,2	0,9—1,2
Радиальный зазор по лопаткам колеса компрессора (на входе)	1,0—1,2	1,5
Осевой зазор по лабиринту компрессора	0,65—0,85	0,95
Радиальный зазор по лопаткам турбины	1,20—1,35	1,60
Диаметральный зазор по лабиринтам турбины	1,40—1,64	1,80

Наименование	Установочный размер или зазор, мм	Предельный размер или зазор в экс- плуатации, мм
Зазор между уплотнительными коль- цами и боковыми стенками ручьев	0,06—0,22	0,40
Зазор в замке уплотнительных колец в рабочем состоянии	0,1—0,5	0,7
<i>Топливный насос высокого давления</i>		
Зазор между толкателем и направ- ляющей втулкой	0,03—0,09	0,18
Зазор между втулкой и роликом тол- кателя	0,08—0,12	0,21
Зазор между втулкой и осью ролика	0,07—0,12	0,21
Плотность плунжерной пары, с	5—9	2
Ход нагнетательного клапана	1,5—1,7	1,8
<i>Форсунка</i>		
Ход иглы распылителя	0,70—0,80	0,90
Плотность распылителя (время паде- ния давления с 25 до 20 МПа)	7—13	3

От авторов	3
----------------------	---

Г л а в а 1

Основные параметры и устройство мощностного ряда дизелей типа Д49

1. Общая характеристика и параметры	4
2. Шестнадцатичилиндровые дизели	10
3. Двенадцатичилиндровые дизели	22
4. Восьмичилиндровые дизели	26
5. Двадцатичилиндровые дизели	34

Г л а в а 2

Конструкция узлов

1. Поддизельная рама	39
2. Блок цилиндров	41
3. Втулка цилиндра	47
4. Крышка цилиндра	49
5. Коленчатый вал и антивибратор	52
6. Шатуны	54
7. Поршень	56

Г л а в а 3

Приводы механизма газораспределения и насосов

1. Механизм газораспределения	58
2. Привод распределительного вала дизеля 8ЧН 26/26	62
3. Привод распределительного вала дизель-генераторов с передачей переменного тока	64
4. Уравновешивание сил инерции второго порядка на дизелях 8ЧН 26/26	67
5. Привод насосов дизеля 8ЧН 26/26	69
6. Привод насосов дизель-генераторов 16ЧН 26/26 и 12ЧН 26/26	73

Г л а в а 4

Вспомогательные механизмы

1. Электрические машины дизель-генераторов	80
2. Валопровод вспомогательных электрических машин	82
3. Вентилятор охлаждения тягового генератора	83
4. Муфта соединительная и валоповоротный механизм	86

Глава 5

Система воздухообеспечения

1. Назначение и особенности системы	89
2. Турбокомпрессоры	92
3. Охладитель наддувочного воздуха	107
4. Выпускные коллекторы	109

Глава 6

Топливная система

1. Основные требования и схема	114
2. Топливный насос высокого давления	116
3. Форсушка	123
4. Управление топливными насосами высокого давления	126
5. Фильтры топлива	129
6. Топливопроводы	132

Глава 7

Системы масляная и водяная

1. Принципиальная схема масляной системы	135
2. Масляные насосы	137
3. Охладители и фильтры очистки масла	141
4. Схемы систем охлаждения	144

Глава 8

Система регулирования частоты вращения и мощности

1. Схема регулирования мощности дизель-генератора	149
2. Объединенный регулятор частоты и мощности типа 7РС	150
3. Механизм ограничения подачи топлива в зависимости от давления наддува	162
4. Усовершенствованная система защиты дизеля от падения давления масла	167
5. Регулирование частоты и нагрузки на тепловозах с гидропередачей	172
6. Системы предохранительных устройств дизеля	177

Глава 9

Эксплуатационные показатели дизелей типа Д49

1. Основные параметры и характеристики	187
2. Эксплуатационная экономичность	191
3. Обеспечение качества переходных процессов	193

Глава 10

Регулирование и испытания дизеля и его узлов

1. Регулирование дизеля	198
2. Обкатка дизелей	204
3. Регулирование дизеля и его систем при испытаниях	206

Глава 11

Обслуживание агрегатов дизеля

1. Топливная аппаратура	211
2. Регулятор частоты вращения и мощности	223
3. Особенности эксплуатации турбокомпрессора	225
4. Поддизельная рама, блок цилиндров и втулка цилиндра	226
5. Шатунно-поршневая группа	229
6. Крышка цилиндра	231
7. Цилиндровый комплект, антивибратор, механизм газораспределения	233
8. Водяной насос, охладитель воздуха, выпускные коллекторы	235
9. Предельный выключатель, вентилятор	237

Глава 12

Рекомендации по эксплуатации дизеля на тепловозе

1. Условия работы на тепловозе	241
2. Возможные неисправности	242

<i>Приложения</i>	247
1. Горюче-смазочные материалы. Охлаждающая жидкость	247
2. Основные сборочные и эксплуатационные размеры и зазоры в соединениях деталей и узлов	249

*Евгений Александрович Никитин
Вадим Михайлович Ширяев
Вячеслав Григорьевич Быков
Эдуард Александрович Улановский
Иван Яковлевич Татарников
Глеб Вадимович Никонов
Дмитрий Александрович Дехович
Лев Давидович Юз*

ТЕПЛОВОЗНЫЕ ДИЗЕЛИ ТИПА Д49

Переплет художника *Г. П. Казаковцева*
Технический редактор *Л. А. Кульбачинская*
Вычитчик *Е. А. Котляр*
Корректор *Н. Г. Коптяжина*
ИБ № 2478

Сдано в набор 24.07.81. Подписано в печать 22.01.82. Т-00741.
Формат 60×90^{1/16}. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная.
Высокая печать. Усл. печ. л. 16. Усл. кр.-отт. 16.
Уч.-изд. л. 17,32. Тираж 9500 экз. Заказ 693. Цена 1 р. 20 к.
Изд. № 1-3-1/1 № 1629
Издательство «ТРАНСПОРТ», 107174, Москва, Басманный туп., 6а

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного
Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга»
им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10.