
**Одобрено кафедрой
«Тяговый подвижной состав»**

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ЛОКОМОТИВОВ

**Задание на курсовую работу
с методическими указаниями**

**специальности
ЛОКОМОТИВЫ**

**РОАТ
Москва**

С о с т а в и т е л ь — канд.техн.наук, проф. А.В. СКАЛИН

**Р е ц е н з е н т — д-р техн. наук, проф.
А.С. КОСМОДАМИАНСКИЙ**

СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные сведения об устройстве и работе тепловозов	5
2. Задание и исходные данные на выполнение курсового проекта	13
3. Методические указания к расчету основных тягово-экономических характеристик проектного тепловоза	16
3.1. Расчет мощности тягового электродвигателя (ТЭД)	16
3.2. Расчет электромеханических характеристик тягового электродвигателя	18
3.3. Расчет параметров тягового редуктора	20
3.4. Расчет электротяговых характеристик колесно-моторного блока (КМБ)	23
3.5. Расчет тяговой характеристики тепловоза	24
3.6. Расчет экономических характеристик	28
4. Охлаждающее устройство тепловоза	29
4.1. Холодильная камера	29
4.2. Секции радиаторов	31
4.3. Водомасляный теплообменник	33
4.4. Расчет потребного числа водяных секций	35
4.5. Расчет водомасляного теплообменника	39
5. Разработка экипажной части тепловоза и определение основных параметров	45
5.1. Основные требования к выполнению раздела	45
5.2. Определение параметров и расчет на прочность узлов экипажной части тепловоза	45

5.2.1. Расчет на прочность пружин	45
5.2.2. Расчет буксовых поводков	52
5.2.3. Определение критической скорости движения тепловоза	56
5.2.4. Расчет демпфирования колебаний	58
Рекомендуемая литература	65

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ УСТРОЙСТВЕ И РАБОТЕ ТЕПЛОВЗОВ

Тепловозом называется локомотив, у которого в качестве первичной энергетической установки применен двигатель внутреннего сгорания — дизель. В отличие от электровоза тепловоз — автономный локомотив, так как энергия для приведения колес в движение вырабатывается непосредственно на локомотиве. У электровоза она поступает от контактной сети.

Производящий механическую энергию дизель назван так в честь его изобретателя немецкого инженера Рудольфа Дизеля. В отличие от обычных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания воспламенение топлива в дизеле происходит не от электрической искры, а самовоспламеняется в нагретом до высокой температуры воздухе при его сжатии. Сгорание топлива в цилиндрах дизеля обусловлено наличием кислорода, содержащегося в воздухе, поступающем в цилиндры дизеля. Чтобы получить возможно большую мощность в цилиндрах дизеля, не прибегая к увеличению их объема, воздух в цилиндры нагнетают под давлением выше атмосферного, т. е. осуществляют наддув с помощью механических или турбинных нагнетателей. Превращение полученной в цилиндрах дизеля тепловой энергии в механическую осуществляется посредством шатунно-кривошипного механизма, состоящего из поршня, шатуна и колена (кривошипа) коленчатого вала.

Чтобы дизель мог нормально работать, на тепловозе предусмотрены обслуживающие его системы: топливная, воздухо-снабжения, водяная и масляная. Топливная система имеет бак, трубопроводы с фильтрами грубой и тонкой очистки, топливоподкачивающий насос, насосы высокого давления и топливо-прыскивающие форсунки. Система воздухообеспечения состоит из воздухозаборных фильтров, охладителей воздуха, газотурбинных или механических нагнетателей, обеспечивающих подачу очищенного воздуха под повышенным давлением в воздушные коллекторы и далее в цилиндры дизеля. Водяная система служит для охлаждения стенок цилиндров, нагреваемых теплом, вы-

деляющимся при сгорании топлива. Чтобы успешно отводить тепло от стенок цилиндров дизеля, на тепловозе предусмотрено охлаждающее устройство. Водяные полости между цилиндрами и рубашками соединены трубопроводами с трубчатыми радиаторами. Для обеспечения циркуляции воды в системе установлены водяные насосы. Проходящая по трубкам радиаторов вода охлаждается воздухом, подаваемым через секции радиаторов специальными вентиляторами. Регулируя подачу воздуха через секции радиаторов, поддерживают температуру охлаждающей жидкости на определенном уровне. Масляная система служит для смазывания трущихся деталей дизеля. Так как масло одновременно охлаждает такие узлы, как поршни, работающие при высоких температурах, то его необходимо охлаждать. Для этого в масляной системе предусмотрены насосы, обеспечивающие циркуляцию масла между дизелем и холодильным устройством. В качестве охлаждающего устройства используются либо масловоздушные радиаторы, либо водомасляные теплообменники. В систему включены также маслопрокачивающие насосы, фильтры грубой и тонкой очистки масла.

Для получения сжатого воздуха, необходимого для питания тормозной системы, а также для электропневматической системы управления механизмами и аппаратами, на тепловозе установлен компрессор. Привод компрессора и других вспомогательных машин осуществляется от вала дизеля через редуктор. На некоторых тепловозах для привода компрессора (и других машин) используют электродвигатели.

На тепловозе имеется аккумуляторная батарея, запас электрической энергии которой используется для пуска дизеля (раскрутки коленчатого вала), а также для питания цепей управления и освещения тепловоза. При работающем дизеле эти функции (кроме пуска) выполняет вспомогательный электрический генератор. Он также служит для заряда аккумуляторной батареи.

Дизель устойчиво может работать при частоте вращения коленчатого вала не ниже определенного предела — $(0,3 \div 0,4) \times n_{\text{ном}}$.

Весь диапазон частоты вращения (от минимальной до номинальной, т. е. максимальной) разбит на градации (позиции).

С набором очередной позиции контроллера машиниста увеличивается подача топлива в цилиндры дизеля, в соответствии с этим растут частота вращения коленчатого вала n и мощность дизеля N_d . Работу дизеля на нулевой позиции называют режимом холостого хода, на последней — номинальным режимом, а на промежуточных позициях — частичными режимами.

При работе на определенной позиции мощность дизеля остается постоянной, практически постоянным остается и вращающий момент на коленчатом валу. В то же время для вращения колесных пар необходимо изменять вращающий момент в зависимости от условий движения. Например, при трогании с места тяжелого состава для реализации большой силы тяги необходимо к колесным парам приложить вращающий момент, значительно (в 4 — 5 раз) больший, нежели момент на коленчатом валу дизеля. И, наоборот, в процессе движения поезда для поддержания необходимой рабочей скорости не требуется большого вращающего момента и он может оказаться меньшим, чем момент на валу дизеля. В силу этих обстоятельств непосредственно передавать вращающий момент от дизеля колесным парам не представляется возможным. Для того чтобы приспособить дизель для условий тяги, на тепловозе предусматривают специальное устройство — передачу. Она должна обеспечивать автоматическое регулирование тягового момента (силы тяги) в соответствии со скоростью и профилем пути при наиболее полном использовании мощности дизеля. Известно, что мощность, реализуемая на тягу (касательная мощность N_k), равна произведению силы тяги тепловоза на скорость движения. Так как у тепловоза мощность силовой установки при определенной позиции контроллера постоянна, то произведение силы тяги F_k на скорость и будет также постоянным $F_k \cdot v = N_k = \text{const}$. Из соотношения следует, что при изменении скорости соответствующим образом будет изменяться сила тяги, и если построить зависимость силы тяги от скорости (тяговую характеристику), она будет иметь вид гиперболы. Понятно, что выполнение условия $F_k \cdot v = \text{const}$ может быть обеспечено только в определенном интервале скоростей. Максимальное значение силы тяги ограничивается силой сцепления колесных пар с рельсами, а максимальное значение скорости — условия-

ми безопасности. Таким образом, в условиях, когда дизель имеет постоянную частоту вращения и не изменяющийся вращающий момент, а колесные пары частоту вращения от нуля до определенного максимального значения, от передачи требуется непрерывное плавное изменение передаточного отношения, и это изменение должно совершаться автоматически в соответствии с требуемой силой тяги тепловоза.

Кроме этого, передача должна обеспечивать возможность отсоединения дизеля от тяговой нагрузки (от колесных пар) и реверсирования движения тепловоза. На тепловозах применяются только два типа передач — гидромеханическая и электрическая. Механическая передача на тепловозах распространения не получила из-за невозможности создать многоступенчатую коробку передач небольших размеров для тепловоза большой мощности. Она применяется только на мотовозах и автодрезинах.

Гидромеханическая передача применяется на некоторых маневровых тепловозах и дизель-поездах мощностью до 1000 кВт. Передача мощности осуществляется с помощью гидравлических аппаратов (гидромуфт и гидротрансформаторов) и механических звеньев (зубчатых редукторов и карданных валов). Гидропередача компактна, имеет сравнительно малую массу, низкий расход цветных металлов, но КПД ее невелик (около 75 %).

Электрическая передача получила наибольшее распространение (рис. 1). Она состоит из тягового генератора с возбуждителем, тяговых электродвигателей и зубчатых редукторов. Вал генератора подсоединен к коленчатому валу дизеля. В нем механическая энергия дизеля преобразуется в электрическую. Тяговые электродвигатели размещены в тележках непосредственно возле колесных пар. Подведенный по кабелям электрический ток от генератора вращает валы электродвигателей — электрическая энергия превращается снова в механическую. Валы двигателей и оси колесных пар связаны между собой зубчатыми передачами. Таким образом, вращающий момент от двигателей передается колесным парам. Так как колесные пары прижаты к рельсам массой тепловоза, то между ними и рельсами возникает сцепление, благодаря которому колесные пары перекатываются вдоль рельсов, перемещая за собой тележки, а те в свою оче-

редь — кузов тепловоза. Размещенная в раме кузова автосцепка передает тяговое усилие на состав.

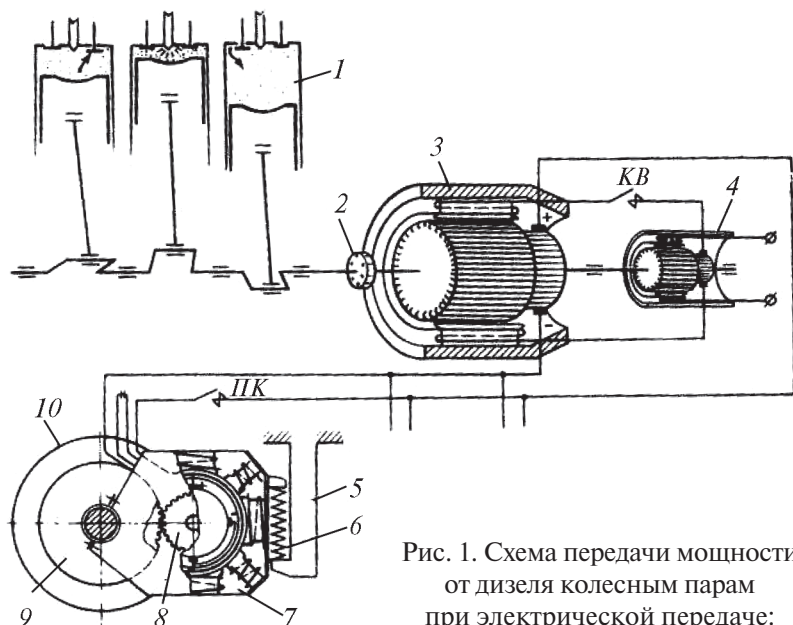


Рис. 1. Схема передачи мощности от дизеля колесным парам при электрической передаче:

1 — дизель; 2 — соединительная муфта, 3 — тяговый электрический генератор; 4 — возбудитель генератора; 5 — рама тележки; 6 — пружинная подвеска двигателя на раме тележки; 7 — тяговый электродвигатель; 8 — шестерня; 9 — зубчатое колесо; 10 — колесная пара; KV — контактор возбуждения; PK — поездной контактор

Если переданный на колесную пару тяговый момент превышает момент от силы сцепления колесной пары с рельсами, произойдет срыв сцепления, т. е. начнется боксование. Поэтому, основной закон локомотивной тяги гласит: сила тяги не должна превышать силу сцепления колес с рельсами. Регулирование тягового момента (силы тяги) осуществляется электрическими машинами. Известно, что вращающий момент на валу электродвигателя зависит от размеров двигателя, учитываемых постоянной C , силы тока в обмотках якоря I_a и магнитного потока Φ , создаваемого обмотками возбуждения на полюсах двигателя.

$$M_d = C \cdot I_{\text{я}} \Phi. \quad (1)$$

Передаваемый на колесную пару момент двигателя, увеличенный в i раз (передаточное число редуктора), направлен на образование силы тяги. Таким образом, тяговый момент и сила тяги зависят от тока, протекающего по двигателю, т. е. чтобы получить большую силу тяги, нужно по двигателю пропускать ток большой силы. Известно, что мощность генератора равна произведению силы тока на напряжение (IU). Мощность генератора поддерживается постоянной. Эту задачу на тепловозе выполняет система регулирования напряжения генератора (тахометрическая, аппаратная, тиристорная).

При трогании с места, когда требуется большая сила тяги, на двигатели подается большой ток, а напряжение мало. С увеличением скорости тепловоза растет частота вращения колесных пар и связанных с ними зубчатой передачей якорей тяговых двигателей. С ростом частоты вращения якорей двигателей растет на их зажимах напряжение. В силу постоянства произведения силы тока на напряжение сила тока соответственно будет уменьшаться. В случае вступления поезда на подъем из-за возросшего сопротивления движению скорость поезда уменьшается, соответственно уменьшается и напряжение на зажимах двигателя, а сила тока возрастает, что приведет к увеличению силы тяги. Таким образом, благодаря электрическим машинам с последовательным возбуждением осуществляется автоматическое регулирование силы тяги локомотива.

На тепловозах со сравнительно небольшой мощностью диеля применяют генераторы постоянного тока. При увеличении мощности свыше 2000 кВт габаритные размеры генераторов резко увеличиваются, поэтому применяют более компактные и надежные синхронные генераторы переменного тока с выпрямительной установкой. В этом случае передачу называют передачей на переменно-постоянном токе.

Тепловоз отвечает основным требованиям современного локомотива: он автономен, может работать на маневрах, с грузовыми и пассажирскими поездами, с путевыми машинами, снегоочистителями, обеспечивая необходимую силу тяги, мощность и скорость. Коэффициент полезного дей-

ствия тепловоза составляет 27 — 30 %. Из отдельных секций тепловоза можно сформировать тепловоз любой практически необходимой мощности, управляемый с одного поста с использованием полной силы тяги каждой секции. Имея такой мощный локомотив, способный развивать большую силу тяги и необходимую скорость, можно значительно повысить массу поезда, ускорить оборот вагонов и увеличить пропускную и провозную способность железных дорог без значительных капитальных затрат.

Тепловоз всегда готов к работе. Для пуска дизеля и приведения в действие тепловоза требуется не более одной минуты. Обычно тепловоз имеет два поста управления, расположенные в противоположных концах, поэтому ему не нужны поворотных устройств.

Большой технико-экономический эффект дает применение тепловозной тяги при маневровой работе. Тепловоз на маневрах может работать по 7 — 10 суток без экипировки, так как на маневровый тепловоз мощностью 736 кВт расходуется в час не более 20 кг жидкого топлива. Коэффициент полезного действия тепловоза даже в условиях маневровой работы составляет 22 — 24 %.

Несмотря на то, что в нашей стране широко ведется работа по электрификации железных дорог, тепловоз как локомотив не «сойдет со сцены», как это случилось в свое время с паровозом. Прежде всего потому, что тепловоз имеет самый высокий КПД, который еще будет повышаться при совершенствовании конструкции дизелей и передач. Кроме того, автономность тепловоза делает его незаменимым на маневровой работе, особенно на подъездных путях промышленных предприятий. Электрификация железнодорожных линий требует больших капитальных затрат, которые окупаются только при условии, если электрифицированный участок имеет высокую грузонапряженность. Поэтому основными тепловозными полигонами останутся дороги со сравнительно небольшим грузооборотом, а также участки, где по каким-либо причинам электрификация невыгодна.

Общий вид грузового тепловоза серии 2ТЭ10В приведен на рис. 2.

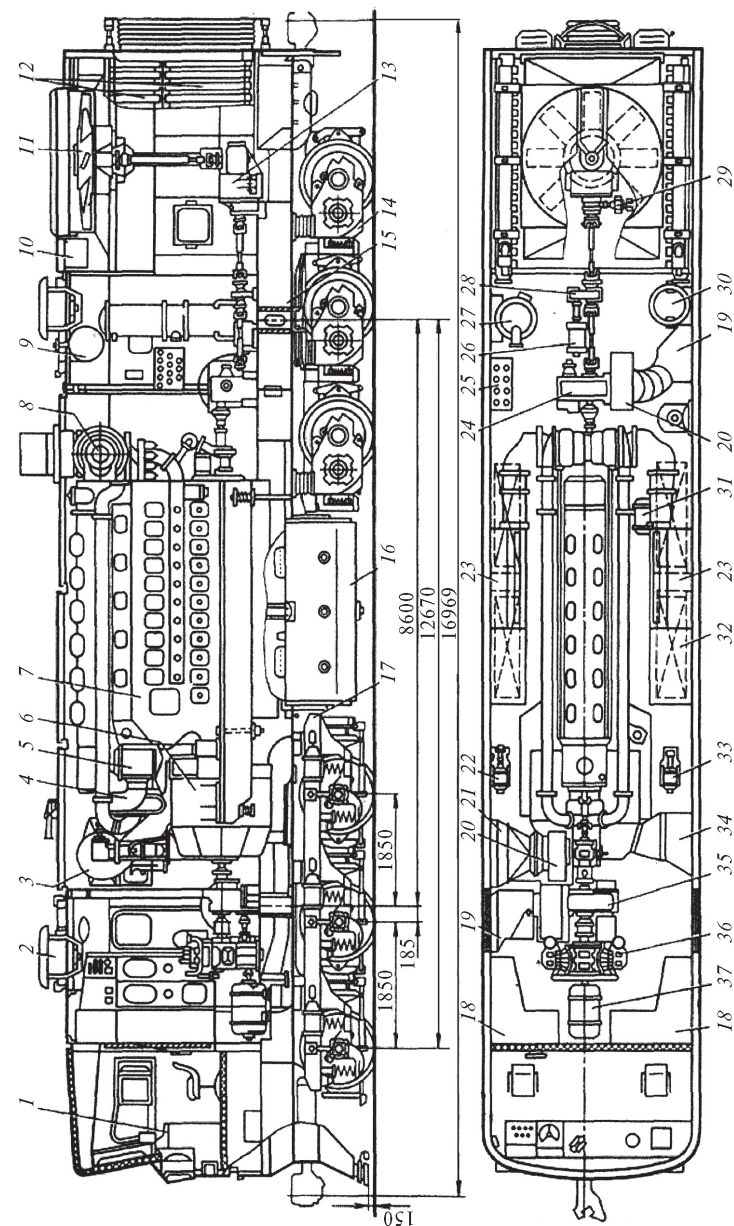


Рис. 2. Схема расположения оборудования и габариты грузового тепловоза серии 2ТЭ10В (см. стр. 13):

Рис. 2. Окончание

1 — пульт управления в кабине машиниста; 2 — вентилятор кузова; 3 — вентилятор охлаждения тягового генератора; 4 — нагнетатель второй ступени; 5 — воздухоохладитель; 6 — тяговый генератор; 7 — дизель; 8 — турбокомпрессор; 9 — резервуар противопожарной установки; 10 — бак водяной; 11 — колесо вентиляторное; 12 — секции охлаждающие; 13 — гидропривод вентилятора; 14 — тяговый электродвигатель; 15 — рама тепловоза; 16 — бак топливный; 17 — тележка; 18 — аппаратные камеры; 19, 21 — каналы забора воздуха для охлаждения тяговых электродвигателей и генератора; 20 — вентиляторы охлаждения электродвигателей передней и задней тележек; 22 — маслопрокачивающий агрегат; 23 — воздухоочистители; 24 — редуктор распределительный задний; 25 — фильтр грубой очистки масла; 26 — синхронный подвозбудитель; 27 — теплообменник; 28 — редуктор привода синхронного подвозбудителя; 29 — гидропривод вентилятора; 30 — фильтр тонкой очистки масла; 31 — топливоподогреватель; 32 — батарея аккумуляторная; 33 — топливоподкачивающий насос; 34 — канал выпускной охлаждения тягового генератора; 35 — редуктор распределительный передний; 36 — компрессор; 37 — двухмашинный агрегат

2. ЗАДАНИЕ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ НА ВЫПОЛНЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью курсового проекта по дисциплине «Теория и конструкция локомотивов» является, главным образом, усвоение основных следующих положений:

1. Расчет основных тягово-экономических характеристик тепловоза:

- расчет эффективной потребной мощности силовой установки и мощности тягового электродвигателя;
- расчет и построение электромеханических характеристик тягового электродвигателя тепловоза;
- расчет параметров тягового редуктора проектного тепловоза;
- расчет электротяговых характеристик колесно-моторного блока проектного тепловоза;
- расчет и построение тяговой характеристики тепловоза;
- расчет и построение экономических характеристик тепловоза.

2. Расчет охлаждающего устройства:

- расчет потребного числа водяных секций;
- расчет водомасляного теплообменника.

3. Разработка экипажной части тепловоза и определение ее основных параметров:

- выбор и расчет на прочность основных элементов экипажной части;
- определение жесткости и статического прогиба рессорного подвешивания;
- определение частоты колебаний подрессоренной массы и критической скорости движения тепловоза;
- расчет демпфирования колебаний.

Курсовой проект включает в себя пояснительную записку со всеми необходимыми для расчета формулами, обоснованиями принятых решений, рисунками, чертежами и схемами выбранных согласно варианту задания. В пояснительной записке приводятся следующие графики:

- электромеханические характеристики проектного тепловоза;
- электротяговые характеристики колесно-моторного блока (КМБ) проектного тепловоза;
- тяговые и экономические характеристики проектируемого тепловоза;
- расчетная схема охлаждающего устройства тепловоза;

Основной графической частью курсового проекта является выполнение общего вида тележки тепловоза-образца на формате А1. Примеры тележек тепловозов-образцов приведены в конце указаний (рис.12–16).

Исходные данные для выполнения курсового проекта приведены в табл.1, 2. Дополнительные данные приведены в тексте методических указаний или могут быть взяты по тепловозу-образцу.

Таблица 1

Исходные данные к выполнению курсового проекта

Показатели	Единица измерения	Последняя цифра учебного шифра									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
		Маневровый		Грузовой		Пассажирский		Пассажирский		Пассажирский	
Тепловоз-образец		ТЭМ2	ЧМЭЗ	ТЭМ7	М62	2ТЭ10В	2ТЭ116	2ТЭ121	ТЭП60	ТЭП70	ТЭП80
Сила тяги продолжительного режима на ободу колес F_k	кН	210	230	350	200	240	260	300	127	170	235
Скорость длительно-го режима V_p	км/ч	11,0	11,4	10,5	20,0	23,4	24,2	26,6	47	50	50
Конструкционная скорость V_k	км/ч	100	95	100	100	100	100	100	160	160	160
Диаметр колеса D	м	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,25	1,05	1,22	1,22
Статический прогиб буксового рессорного подвешивания	мм	75	85	56	70	80	90	100	65	70	75
Нагрузка на ось	кН	190	200	210	220	230	240	250	210	215	220
Длительная величина тока I_n	А	820	820	820	820	720	720	840	700	830	890
Максимальная частота вращения тяговых двигателей n_{max}	мин ⁻¹	2200	2200	2200	2200	2290	2290	2300	1870	2320	2320
Число тяговых двигателей m	шт.	6	6	8	6	6	6	6	6	6	8

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ ТЯГОВО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОВОЗА

3.1. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ (ТЭД)

Касательная мощность на ободе движущих колес:

$$P_k = \frac{F_k \cdot v_p}{3,6} = \frac{253 \cdot 23,4}{3,6} = 1645 \text{ кВт},$$

где $F_k = 253 \text{ кН}$ — касательная сила тяги тепловоза;
 $v_p = 23,4 \text{ км/ч}$ — расчетная скорость движения.

Эффективная мощность силовой установки:

$$N_e = \frac{P_k}{(\eta_{\text{пер.}} \cdot \eta_{\text{всп.}} \cdot \eta_{\text{з.п.}})} = \frac{1645}{(0,81 \cdot 0,84 \cdot 0,975)} = 2480 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пер.}}$ — КПД электрической передачи (постоянного тока):

$$\eta_{\text{пер.}} = \eta_{\text{пер.}} \cdot \eta_{\text{пер.}} = 0,94 \cdot 0,86 = 0,81.$$

Здесь $\eta_{\text{г.}} = 0,93 \div 0,95$ — КПД тягового генератора;

$\eta_{\text{д.}} = 0,85 \div 0,88$ — КПД тягового электродвигателя;

$\eta_{\text{всп.}} = 0,83 \div 0,85$ — коэффициент, оценивающий расход мощности на тягу с учетом затрат на собственные нужды тепловоза;

$\eta_{\text{з.п.}} = 0,975$ — КПД зубчатой передачи от тягового двигателя к колесной паре.

Мощность тягового генератора:

$$\begin{aligned} P_{\text{г}} &= [N_e - (1 - \eta_{\text{всп.}}) \cdot N_e] \cdot \eta_{\text{д}} = \\ &= [2480 - (1 - 0,84) \cdot 2480] \cdot 0,86 = 1792 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Мощность тягового электродвигателя:

$$P_{\text{д}}^{\text{пр.}} = \frac{P_{\text{г}}}{m} = \frac{1792}{6} = 299 \text{ кВт.}$$

По мощности ТЭД и заданному тепловозу-образцу по табл.2 подбираем марку ТЭД, который по своей мощности наиболее приближен к мощности ТЭД проектного тепловоза. Наиболее близко соответствует рассчитанной мощности $P_{\text{д}}^{\text{пр}} = 299 \text{ кВт}$ тяговый электродвигатель марки ЭД-118Д мощностью 307 кВт.

3.2. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для выбранного тягового электродвигателя тепловоза-образца, мощность которого наиболее приближена к мощности тягового двигателя проектного тепловоза, рассчитывают электромеханические характеристики с использованием коэффициентов регрессии, приведенных в табл.2.

Частота вращения ТЭД тепловоза

$$n_{\text{д}} = A \cdot I_{\text{д}}^2 - B \cdot I_{\text{д}} + C, \quad (1)$$

где A, B, C — коэффициенты регрессии;

$I_{\text{д}}$ — величина тока, А;

$n_{\text{д}}$ — частота вращения якоря ТЭД, мин⁻¹.

При использовании уравнения (1) следует задаваться величиной тока в пределах от 600 до 1000 А через 100 А для трех режимов работы ТЭД: полного поля $\alpha = 1,0$; ослабленного поля первой ступени $\alpha_1 = 0,6$; ослабленного поля второй ступени $\alpha_2 = 0,38$.

По данным расчета строят зависимость $n_{\text{д}} = f(I_{\text{д}})$ для трех режимов работы ТЭД.

Зависимость крутящего момента тепловоза-образца от тока нагрузки ТЭД $M_{\text{д}}^{\text{обр.}} = f(I_{\text{д}})$ может быть построена с использованием выражения:

$$M_{\text{д}}^{\text{обр.}} = 9,5 \cdot \frac{P_{\text{д}}^{\text{обр.}}}{n_{\text{д}}^{\text{обр.}}}, \quad (2)$$

где $P_{\text{п}}$ — мощность тягового электродвигателя.

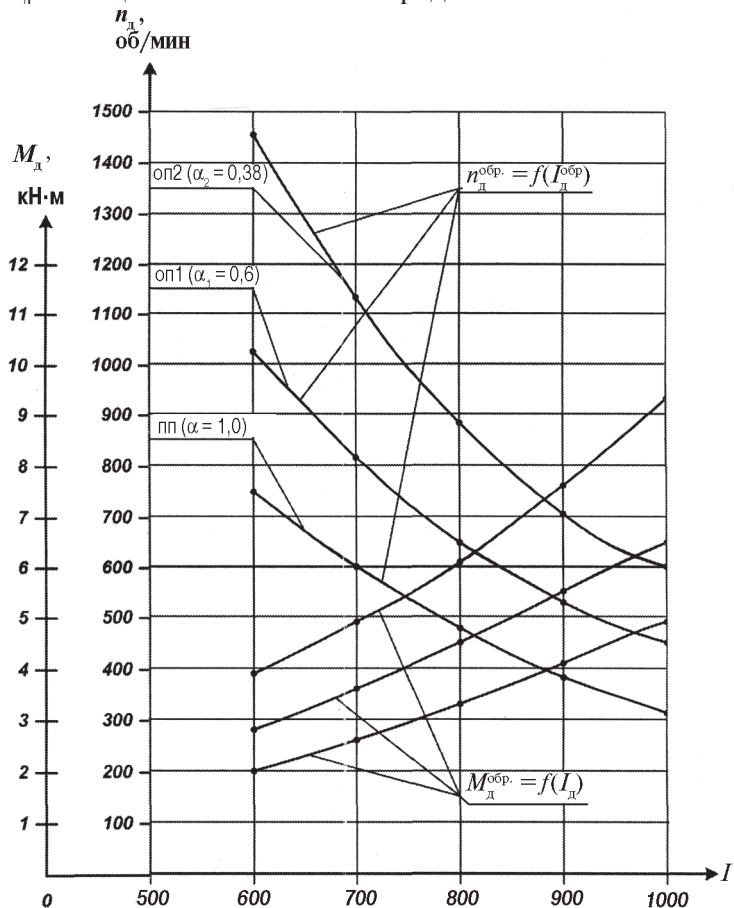


Рис.3. Электромеханические характеристики ТЭД тепловоза

Все выше выполненные расчеты электромеханических характеристик тягового электродвигателя тепловоза сводим в табл. 3.

Таблица 3

**Электромеханические характеристики тягового
электродвигателя тепловоза**

№ п/п	$P_d = 299 \text{ кВт}$						
		пп ($\alpha = 1,0$)		оп1 ($\alpha_1 = 0,6$)		оп2 ($\alpha_2 = 0,38$)	
	A	0,00132		0,00220		0,00365	
	B	3,20		4,96		7,98	
	C	2193		3209		4930	
	$I_d, \text{ A}$	$n_d,$ об/мин	$M_d,$ кН·м	$n_d,$ об/мин	$M_d,$ кН·м	$n_d,$ об/мин	$M_d,$ кН·м
1	2	3	4	5	6	7	8
1	600	748	3,9	1025	2,8	1456	2,0
2	700	600	4,9	815	3,6	1133	2,6
3	800	478	6,1	649	4,5	882	3,3
4	900	382	7,6	527	5,5	705	4,1
5	1000	313	9,3	449	6,5	600	4,9

По полученным данным табл. 3, строим зависимости $M_d = f(I_d)$ и $n_d = f(I_d)$ (рис. 3), которые представляют собой электромеханические характеристики тягового электродвигателя тепловоза.

3.3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО РЕДУКТОРА

С вала тягового электродвигателя крутящий момент передается на колесную пару через зубчатый цилиндрический редуктор.

Основным параметром, оказывающим влияние на тяговые свойства колесно-моторного блока в целом, является передаточное число зубчатой передачи этого редуктора.

Передаточное число μ представляет собой отношение крутящего момента на ободе колеса к моменту на валу ТЭД, определяемое при длительном режиме работы колесно-моторного блока (КМБ):

$$\mu = \frac{M_k}{M_{д\infty}} = \frac{F_{д\infty} \cdot D_k}{2 \cdot M_{д\infty}}, \quad (3)$$

где $F_{\text{д}\infty}$ — длительная сила тяги КМБ, кН;

$M_{\text{д}\infty}$ — длительный крутящий момент ТЭД, кН·м;

$D_{\text{к}}$ — диаметр колеса, м.

Величины $F_{\text{д}\infty}$ и $M_{\text{д}\infty}$ могут быть определены из выражений:

$$F_{\text{д}\infty} = \frac{3,6 \cdot P_{\text{д}\infty}}{v_{\text{р}}} = \frac{3,6 \cdot 307}{23,4} = 47,2 \text{ кН}; \quad (4)$$

$$M_{\text{д}\infty} = 9,5 \cdot \frac{P_{\text{д}\infty}}{n_{\text{д}\infty}} = 9,5 \cdot \frac{307}{515} = 5,66 \text{ кН}; \quad (5)$$

$$n_{\text{д}\infty} = n_{\text{д max}} \cdot \frac{v_{\text{р}}}{v_{\text{к}}} = 2200 \cdot \frac{23,4}{100} = 515 \text{ об/мин}, \quad (6)$$

где $P_{\text{д}\infty}$ — мощность одного ТЭД, кВт;

$v_{\text{р}}$ — расчетная скорость движения тепловоза, км/ч;

$n_{\text{д}\infty}$ — длительная частота вращения якоря ТЭД, об/мин;

$n_{\text{д max}}$ — максимально допустимая частота вращения якоря

ТЭД, принимаемая в расчетах равной $2200 \div 2300 \text{ мин}^{-1}$;

$v_{\text{к}} = 100 \text{ км/ч}$ — конструкционная скорость движения тепловоза.

Подставляя выражения (4), (5) и (6) в формулу (3), получим:

$$\mu_{\text{р1}} = 0,19 \cdot \frac{n_{\text{д max}} \cdot D_{\text{к}}}{v_{\text{к}}} = 0,19 \cdot \frac{2200 \cdot 1,05}{100} = 4,39. \quad (7)$$

Передаточное число $\mu_{\text{р}}$ определенное по формуле, приведенной выше, не только обеспечит параметры $F_{\text{д}\infty}$, $M_{\text{д}\infty}$ при длительном режиме, соответствующем длительной скорости движения тепловоза, но и обеспечит условие прочности ТЭД, частота вращения якоря которого при конструкционной скорости не превысит допустимого значения $n_{\text{д max}}$.

Окончательное значение передаточного числа, устанавливается с учетом принятой длины централи A , которая показывает расстояние между осями якоря ТЭД и колесной пары:

$$A = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}, \quad (8)$$

где $A = 468,8$ мм, 520 мм — длина централи соответственно для тепловоза с опорно-осевым и опорно-рамным подвешиванием ТЭД (принимаем), мм;

$m = 10$ — модуль зубчатого зацепления, для тепловозных тяговых передач представляющий собой отношение диаметра делительной окружности к числу зубьев шестерни (принимаем);

z_1 и z_2 — числа зубьев ведущей и ведомой шестерен.

Числа зубьев ведущей шестерни z_1 и z_2 ведомого зубчатого колеса определяют из совместного решения двух уравнений:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot A}{m}; \\ \frac{z_2}{z_1} = \mu_p. \end{cases} = \begin{cases} z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot 468,8}{10} = 93,76; \\ \frac{z_2}{z_1} = 4,39. \end{cases}$$

откуда $z_1 = 17,39$; $z_2 = 76,37$.

После уточнения чисел зубьев z_1 и z_2 окончательно устанавливаем передаточное число $\mu_p^{\text{пр.}}$:

$$\mu_p^{\text{пр.}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{17} = 4,47. \quad (9)$$

Учитывая, что КМБ имеет габаритные ограничения, следует проверить возможность размещения в нижней части габарита подвижного состава ведомого зубчатого колеса с кожухом по формуле:

$$\Delta = \frac{D_k - (d_2 + 2 \cdot c)}{2} \geq 120 \pm 130 =$$

$$= \frac{1050 - (760 + 2 \cdot 20)}{2} = 125 > 120 \text{ мм}, \quad (10)$$

где $c = 18 \div 25$ мм — расстояние от торца зубьев ведомого колеса до нижней поверхности кожуха;

d_2 — диаметр делительной окружности ведомого колеса мм:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 10 \cdot 76 = 760 \text{ мм}, \quad (11)$$

где $m = 10$ — модуль зацепления.

3.4. РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСНО-МОТОРНОГО БЛОКА (КМБ)

Расчет электротяговых характеристик $F_d^{\text{пр.}} = f(I_d^{\text{пр.}})$ и $v_d^{\text{пр.}} = f(I_d^{\text{пр.}})$, где $F_d^{\text{пр.}}$ и $v_d^{\text{пр.}}$ — соответственно сила тяги и скорость одного колесно-моторного блока проектируемого теплового соответственно, производим в следующей последовательности:

- а) на построенных электромеханических характеристиках задаемся несколькими значениями токов ТЭД (I_d) для всех режимов работы двигателя (ПП; ОП1; ОП2) и соответственно им определяем $M_d^{\text{пр.}}$ и $n_d^{\text{пр.}}$;
- б) для найденных значений $M_d^{\text{пр.}}$ и $n_d^{\text{пр.}}$ рассчитываем силу тяги и скорость по формулам:

$$F_d^{\text{пр.}} = \frac{2 \cdot \mu_p^{\text{пр.}} \cdot M_d^{\text{пр.}} \cdot \eta_{з.п.}}{D_k^{\text{пр.}}}; \quad (12)$$

$$v_d^{\text{пр.}} = \frac{60 \cdot \pi \cdot D_k^{\text{пр.}} \cdot n_d^{\text{пр.}}}{1000 \cdot \mu_p^{\text{пр.}}}, \quad (13)$$

где $\mu_p^{\text{пр.}} = 4,47$ — передаточное число КМБ проектного теплового;

$D_k^{np.} = 1,05$ м – диаметр колеса проектного тепловоза;

$\eta_{з.п.} = 0,975$ – КПД зубчатой передачи от тягового двигателя к колесной паре.

Выполненные расчеты для всех режимов работы ТЭД: полного поля ПП ($\alpha_1 = 1,0$), ослабленного поля первой ступени оп1 ($\alpha_2 = 0,6$), ослабленного поля второй ступени оп2 ($\alpha_3 = 0,38$) сводим в таблицу, по данным которой строим электротяговые характеристики колесно-моторного блока (КМБ): $v_d^{np.} = f(I_d^{np.})$, $F_d^{np.} = f(I_d^{np.})$, (рис. 4).

3.5. РАСЧЕТ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЗА

Тяговой характеристикой тепловоза называется графическая зависимость касательной силы тяги тепловоза от скорости его движения.

Тяговую характеристику $F_k^{np.} = f(v_d^{np.})$ строят в следующей последовательности:

- а) задают несколько значений скорости тепловоза и по кривой $v_d^{np.} = f(I_d^{np.})$ (см. рис. 4) определяют значения силы тяги для каждого значения скорости в соответствии с режимом работы (ПП; ОП1; ОП2);
- б) рассчитывают касательную силу тяги тепловоза для каждого значения скорости по формуле:

$$F_k^{np.} = m \cdot F_d^{np.}, \quad (14)$$

где m – количество колесно-моторных блоков.

По результатам расчета строим тяговую характеристику проектируемого тепловоза $F_k^{np.} = f(v)$, рис. 5. Скорости перехода с одного режима работы ТЭД на другой взять по тепловозу-образцу.

Для наложения на тяговую характеристику ограничения по сцеплению колес локомотива с рельсами строим зависимость:

$$F_{сц.}^{np.} = P_{сц.} \cdot \psi_k, \quad (15)$$

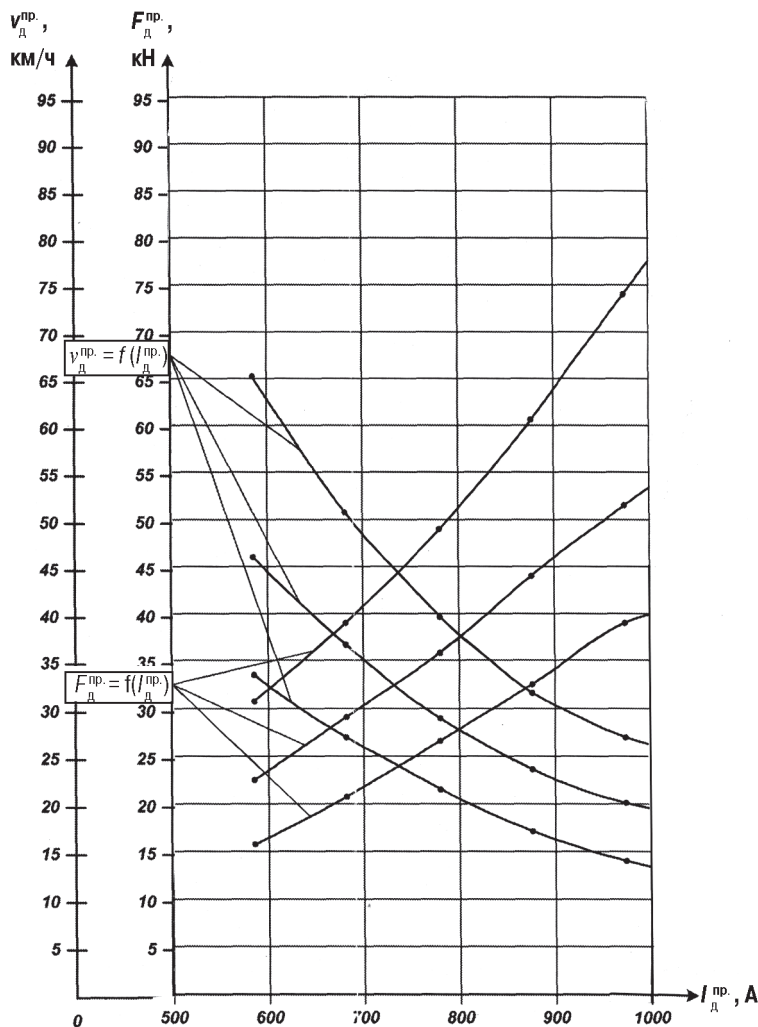


Рис. 4. Электротяговые характеристики ТЭД проектного тепловоза

где ψ_k — расчетный коэффициент сцепления проектного тепловоза;

$P_{\text{сц.}}$ — сцепной вес тепловоза-образца (вес, передаваемый от движущихся колес на рельсы), кН:

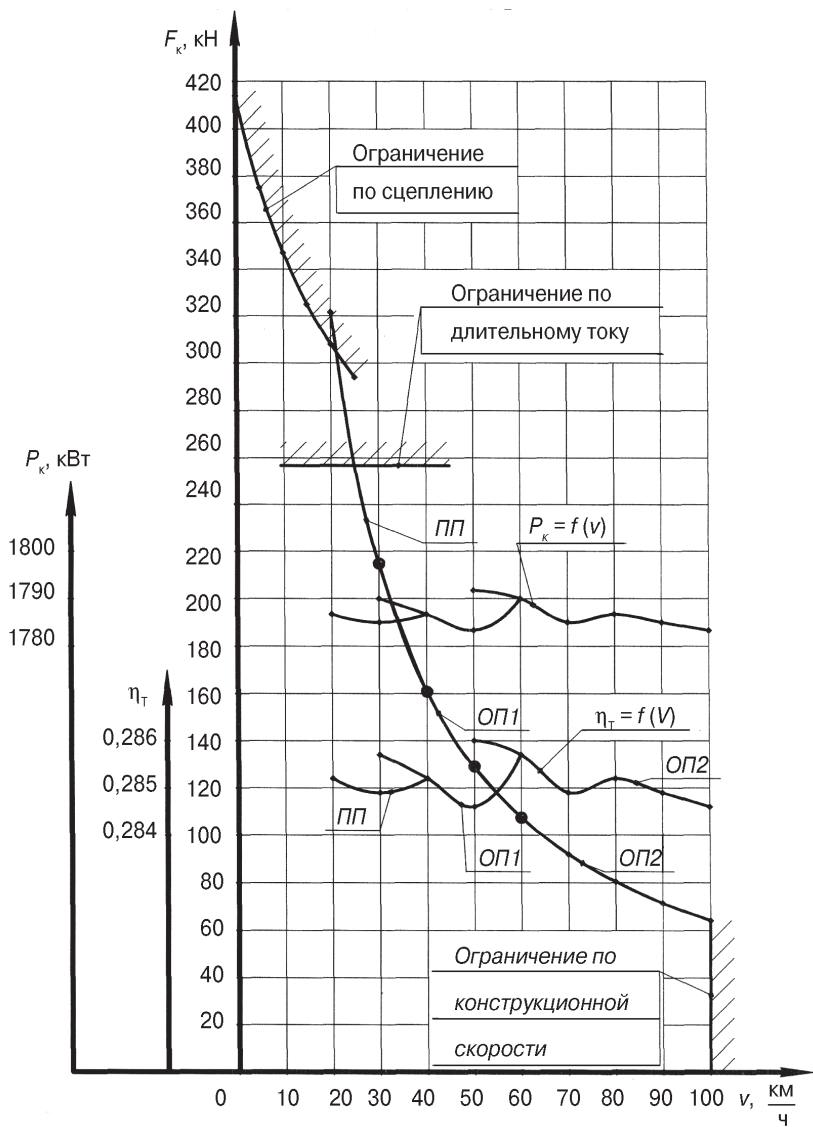


Рис. 5. Тяговая характеристика тепловоза

$$P_{\text{сц.}} = 2\Pi \cdot g \cdot m = 23 \cdot 9,81 \cdot 6 = 1353,78 \text{ кН}, \quad (16)$$

где $2\Pi = 23 \text{ т}$ — масса грузового локомотива, приходящаяся на одну движущуюся ось;

$m = 6$ — число движущихся осей.

Для проектируемого тепловоза, расчет коэффициента сцепления проведем по формуле:

$$\psi_{\text{к}}^{\text{пр.}} = 0,118 + \frac{5}{27,5 + v}, \quad (17)$$

где v — скорость движения тепловоза, км/ч.

Результаты расчета ограничения силы тяги $F_{\text{сц.}}^{\text{пр.}}$ по сцеплению сводим в табл.4. Величина $F_{\text{сц.}}^{\text{пр.}}$ вычисляется для скоростей движения: 0; 5; 10; 15; 20; 25 км/ч. При нанесении на тяговую характеристику ограничения по сцеплению, кривая $F_{\text{сц.}}^{\text{пр.}} = f(v_{\text{д}}^{\text{пр.}})$ должна пересекать зависимость $F_{\text{к}}^{\text{пр.}} = f(v_{\text{д}}^{\text{пр.}})$. Точка пересечения кривых указывает скорость движения, при которой осуществляется выход на автоматическую кривую полного использования мощности силовой установки.

Т а б л и ц а 4

Результаты расчета ограничения силы тяги по сцеплению проектируемого тепловоза

№ п/п	Условное обозначение	Единица измерения	Скорость КМБ проектируемого тепловоза $v_{\text{д}}^{\text{пр.}}$, км/ч					
			0	5	10	15	20	25
1	$\psi_{\text{к}}^{\text{пр.}}$	—	0,300	0,272	0,251	0,236	0,223	0,213
2	$F_{\text{к}}^{\text{пр.}}$	кН	406,1	368,2	339,8	319,5	301,9	288,4

Для нанесения ограничения $F_{\text{к}}^{\text{пр.}}$ по длительному току $I_{\text{доо}}$ нагреву обмоток ТЭД), которая соответствует расчетной (длительной) скорости $v_{\text{р}}$, поступают следующим образом. По элек-

тросовым характеристикам для длительного тока $I_{до}$ (для полного поля ТЭД) определяют длительную силу тяги одного КМБ.

Зная количество КМБ, определяют длительную силу тяги проектного тепловоза и наносят это ограничение на тяговую характеристику.

При этом:

1) $v_p = 23,4$ км/ч;

2) $I_{до} = 748$ А;

3) $F_d^{пр.} = 45,4$ кН;

4) $F_k^{пр.} = 6 \cdot 45,4 = 272,4$ кН.

Тяговая характеристика тепловоза с нанесенными на нее ограничениями, представлена на рис. 5, которая имеет вид, близкий к равнобокой гиперболе, что свидетельствует о постоянстве касательной мощности и полном использовании эффективной мощности дизеля на всем диапазоне движения от $v = 0$ до $v = v_k$.

3.6. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Основным экономическим показателем тепловоза является его коэффициент полезного действия (КПД), который показывает отношение полезной работы, совершаемой тепловозом, к затраченной работе и определяется по формуле:

$$\eta_T = \frac{3600 \cdot P_k^{пр.}}{B_{\text{ч}} \cdot Q_p^H}, \quad (18)$$

где $P_k^{пр.}$ — касательная мощность тепловоза, кВт;

$B_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг/ч;

$Q_p^H = 42500$ кДж/кг — удельная теплота сгорания дизельного топлива.

Часовой расход дизельного топлива тепловозом определяют по выражению:

$$B_{\text{ч}} = q_{\text{е}} \cdot N_{\text{е}} = 0,218 \cdot 2480 = 540,6 \text{ кг/ч}, \quad (19)$$

где $N_{\text{е}} = 2480 \text{ кВт}$ — эффективная мощность силовой установки;

$q_{\text{е}} = 0,218 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$ — удельный расход топлива дизелем, принятый для проектируемого тепловоза.

Касательную мощность тепловоза определяют по формуле:

$$P_{\text{к}}^{\text{пр.}} = \frac{F_{\text{к}}^{\text{пр.}} \cdot v_{\text{д}}^{\text{пр.}}}{3,6}. \quad (20)$$

Графические зависимости $P_{\text{к}}^{\text{пр.}} = f(v_{\text{д}}^{\text{пр.}})$ и $\eta_{\text{т}} = f(v_{\text{д}}^{\text{пр.}})$, представлены на рис. 5.

4. ОХЛАЖДАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО ТЕПЛОВОЗА

4.1. Холодильная камера

Во время работы дизеля его сборочные единицы и детали интенсивно нагреваются и если их не охлаждать, то дизель практически не сможет работать. Поэтому, тепло от нагретых узлов и деталей отводится в охлаждающую воду и масло. Но запасы воды и масла на тепловозе ограничены и при работе дизеля их температура быстро достигает предельного значения, поэтому, для нормальной работы дизеля требуется охлаждение воды и масла. На тепловозе предусмотрено охлаждающее устройство, основными частями которого являются холодильная камера, теплообменник и система регулирования температуры. В качестве охладителя используется воздух окружающей среды.

Наклонные стенки холодильной камеры (рис. 6) образуют проход для перехода из одной секции в другую. Для выполне-

ния монтажных работ и выемки секций на наклонных стенках 17 имеются проемы, закрытые люками 18. Люки прижаты к наклонным стенкам поворотными головками, надетыми на шпильки. Для осмотра секций и технического обслуживания холодильника в монтажных люках имеются смотровые быстросъемные люки 19, закрепленные четырьмя пружинными запорами. Через проемы на наружных боковых стенках холодильной камеры проходит воздух к секциям радиаторов. В проемы установлены верхние и нижние боковые жалюзи.

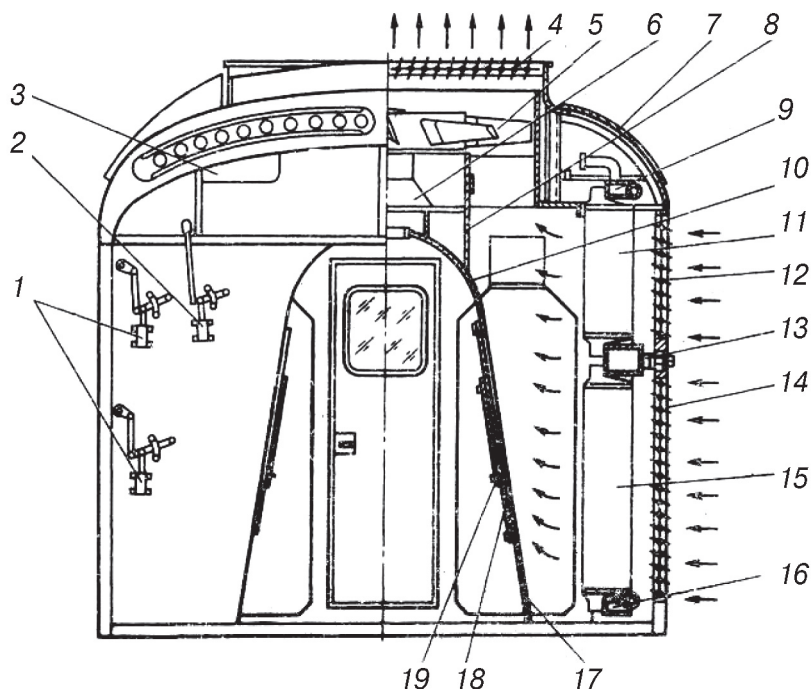


Рис. 6. Холодильная камера:

1 — привод боковых жалюзи; 2 — привод верхних жалюзи; 3 — окно; 4 — жалюзи верхние; 5 — колесо вентилятора; 6 — подпятник вентиляторного колеса; 7 — люк вентиляционный; 8 — обтекатель; 9, 13, 16 — коллекторы верхний, средний и нижний; 10 — арка; 11, 15 — секции радиатора верхние и нижние; 12 — жалюзи боковые верхние; 14 — жалюзи боковые нижние; 17 — стенка наклонная; 18 — люк монтажный; 19 — люк

В крышу холодильной камеры вварен диффузор вентилятора с рамкой для крепления верхних жалюзи. На диффузоре имеются четыре люка с заслонками для подвода в холодное время теплого воздуха к секциям радиаторов. На арке, образующей верхнюю часть прохода, вварен обтекатель 8, который уменьшает аэродинамическое сопротивление шахты холодильной камеры. Обтекатель имеет люк для смазывания подшипников подпятника вентилятора. Внутренний диаметр обтекателя соответствует диаметру барабана колеса вентилятора.

Между наружными боковыми стенками и наклонными стенками холодильной камеры установлены верхний 9, средний 13 и нижний 16 коллекторы, к которым прикреплены в два яруса радиаторные секции 11 и 15. В верхнем ярусе установлено 38 секций (по 19 с каждой стороны) длиной 686 мм, в нижнем — 38 секций (по 19 с каждой стороны) длиной 1356 мм.

С правой стороны холодильной камеры (если смотреть по ходу тепловоза) установлены секции радиаторов для охлаждения воды наддувочного воздуха; с левой стороны — секции радиаторов для охлаждения воды дизеля и частично (шесть длинных и шесть коротких секций) для охлаждения наддувочного воздуха. Каждая секция крепится к коллекторам четырьмя шпильками. Для уплотнения между привалочными поверхностями коллекторов холодильной камеры и коллекторов радиаторных секций ставят прокладки, которые перед установкой смачивают в смеси масла с графитом.

4.2. СЕКЦИИ РАДИАТОРОВ

Секции радиаторов нижнего и верхнего ярусов одинаковы по конструкции и отличаются только длиной. Каждая секция (рис. 7) представляет собой набор из 68 плоских латунных трубок 7, концы которых вставлены в трубные коробки 2 и припаяны к ним. Восемь крайних трубок 6 по бокам секций являются глухими, они короче остальных и своими концами упираются в усилительные доски 4, прикрепленные заклепками к трубной

коробке. Применены глухие трубки для уменьшения напряжения в зоне пайки крайних рядов охлаждающих трубок и в самих трубках. Упираясь в усилительные доски, глухие трубки передают часть напряжений на трубные коробки, уменьшая случаи повреждения трубок и течь секций. Снаружи трубки оребрены медными охлаждающими пластинами 9, которые значительно увеличивают поверхность, омываемую воздухом, а следовательно, и теплоотдачу от стенок трубок к воздуху. Охлаждающие пластины припаяны к трубкам на расстоянии 2, 3 мм друг от друга и расположены параллельно потоку охлаждающего воздуха. Для улучшения теплоотдачи на пластинах выдавлены небольшие бугорки, способствующие завихрению проходящего между ними воздуха. К буртам трубной коробки припаяны коллекторы 1 секции.

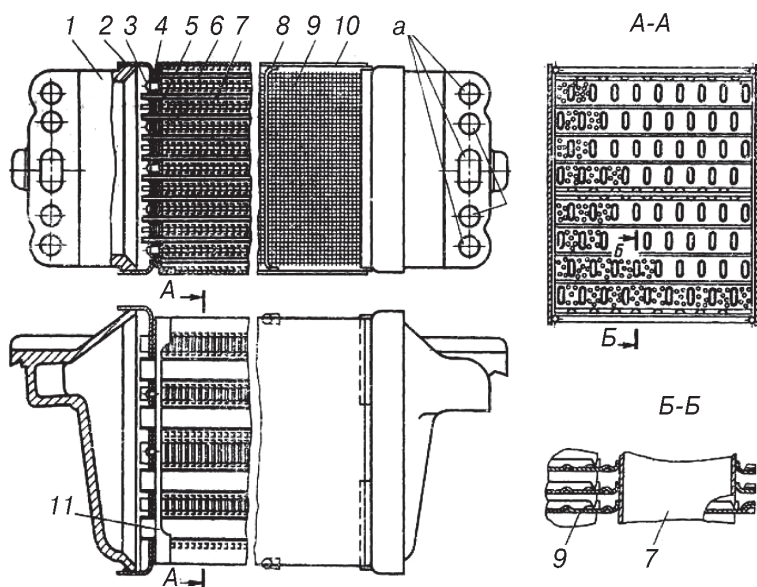


Рис. 7: Секция водовоздушного радиатора:

1 — коллектор; 2 — коробка трубная; 3 — заклепка; 4 — доска усилительная; 5 — концевая пластина; 6 — трубка глухая; 7 — трубка охлаждающая;

В процессе эксплуатации при загрязнении секций их наружные поверхности промывают горячей водой, а внутренние поверхности — раствором (омыленный петролатум — 35 кг и каустическая сода — 25 кг на 1 м³ воды). Температура раствора должна быть не ниже 90° С. Промывку производят прокачиванием раствора со стороны нижнего коллектора давлением не выше 0,4 МПа. Качество промывки проверяют на специальном стенде путем замера времени истечения воды через секции.

4.3. ВОДОМАСЛЯНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК

Для охлаждения масла дизеля на тепловозе установлен водомасляный теплообменник (рис. 8). Охлаждающий элемент теплообменника собран из медных трубок 9, закрепленных в нижней 1 и верхней 7 трубных досках. Торцы трубок развальцованы и припаяны к трубным доскам путем погружения концов охлаждающего элемента в ванну с расплавленным припоем. Сегментные перегородки 14 делят охлаждающий элемент на четырнадцать полостей, что обеспечивает поперечное омывание маслом трубного пучка и улучшает теплообмен. Охлаждающая вода протекает внутри трубок.

Нижний 3, средний 13 и верхний 5 корпуса теплообменника соединены между собой болтами. К цилиндрической части верхнего и нижнего корпусов приварены патрубки с фланцами для подвода масла, а к цилиндрической части среднего корпуса — патрубок с фланцем для отвода масла. К фланцам верхнего и нижнего корпусов крепят крышки 8 и 19. Через фланец крышки 19 подводится вода в теплообменник, а через фланец крышки 8 — отводится. В крышках выполнены перегородки, при помощи которых создается трехходовой поток воды в теплообменнике. Между перегородками крышек и трубными досками имеются уплотнения. Для слива воды из теплообмен-

Рис. 7. Окончание

8 — прутки; 9 — пластина охлаждающая; 10 — щит боковой; 11 — угольник; а — отверстие для прохода воды; б — отверстие для шпилек крепления секции к коллектору холодильной камеры

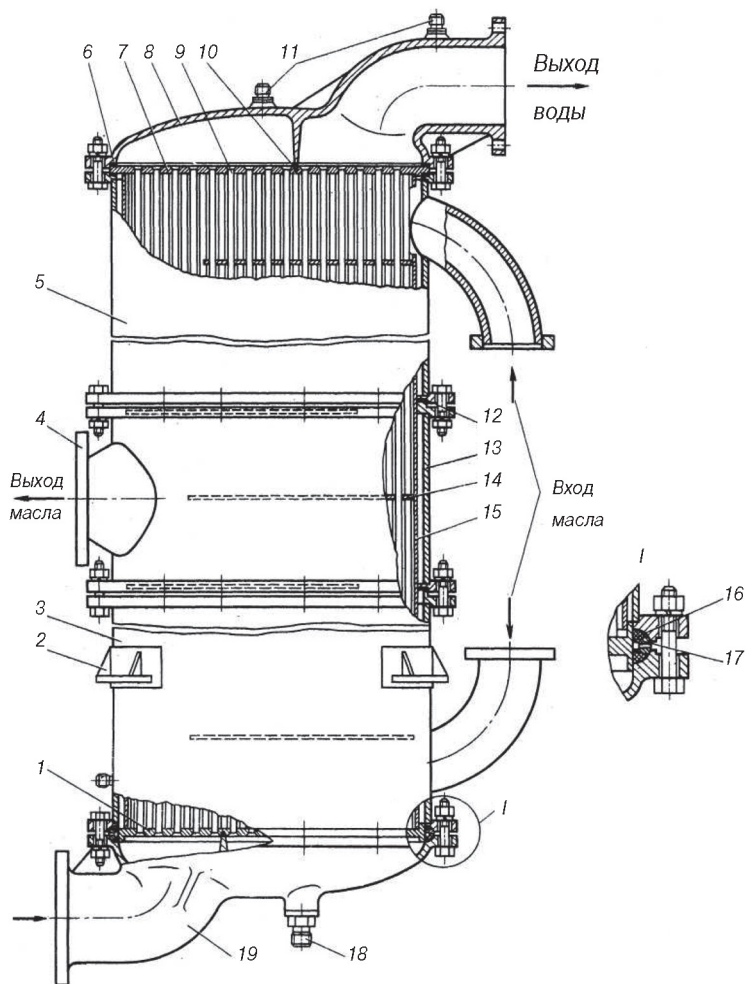


Рис. 8: Теплообменник:

1 – трубная доска нижняя; 2 – кронштейн крепления; 3 – корпус нижний; 4 – патрубок выхода масла; 5 – корпус верхний; 6, 12, 16 – резиновые уплотнительные кольца; 7 – трубная доска верхняя; 8 – крышка верхняя; 9 – трубка; 10 – резиновое уплотнение; 11 – штуцер для выпуска паровоздушной смеси; 13 – корпус средний; 14 – перегородка; 15 – рубашка; 17 – промежуточное стальное кольцо; 18 – штуцер для слива воды; 19 – крышка нижняя

ника в нижней крышке предусмотрен штуцер 18. Паровоздушная смесь отводится через штуцера 11 в верхней крышке. Уплотнительная рубашка 15 плотно обтягивает трубную часть охлаждающего элемента и уменьшает перетечки масла между перегородками и корпусом, снижающие эффективность теплообменника. Температурные удлинения охлаждающего элемента компенсируются перемещением его нижней трубной доски в сальниковом уплотнении. Оно состоит из двух резиновых колец 16 и промежуточного стального кольца 17. На кольце 17 имеется по окружности 24 отверстия диаметром 3 мм. В случае пропуска воды или масла через резиновые кольца жидкости будут стекать наружу через эти отверстия.

Теплообменник подвергается гидравлическому испытанию на плотность в течение 15 мин: полость воды — на давление 0,6 МПа, полость масла — на давление 1,5 МПа.

Техническая характеристика теплообменника: длина 2484 мм; диаметр корпуса 472 мм; длина трубок 2025 мм; размер трубки 10×1 мм; число трубок 955; площадь, омываемая маслом, 59,8 м²; площадь, омываемая водой, 47,8 м²; масса 739 кг.

4.4. РАСЧЕТ ПОТРЕБНОГО ЧИСЛА ВОДЯНЫХ СЕКЦИЙ

Расчетная схема охлаждающего устройства тепловоза приведена на рис. 9. Исходные данные для расчета холодильника приведены в табл. 5.

Требуемое количество секций радиатора, температуры воды и воздуха, требуемую подачу водяного циркуляционного насоса и расход воздуха через секции определяют путем совместного решения фундаментальных уравнений теплового баланса и теплопередачи для воздуха и охлаждаемой жидкости:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{в}} &= G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot (t_1^{\text{в}} - t_2^{\text{в}}); \\ Q_{\text{в}} &= G_{\text{вз}} \cdot C_{\text{вз}} \cdot (\tau_2 - \tau_1); \\ Q_{\text{в}} &= K \cdot F \cdot Z \cdot \left(\frac{t_1^{\text{в}} + t_2^{\text{в}}}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (21)$$

где Q_B — количество тепла, отводимого от охлаждаемой жидкости, кДж/с (кВт);

t_1 и t_2 — температуры жидкости перед секциями холодильной камеры и после них, °С;

τ_1 и τ_2 — температуры воздуха перед секциями холодильной камеры и за ними, °С;

$C_B = 4,19$ кДж / (кг·К) и $C_{B3} = 1$ кДж / (кг·К) — удельные теплоемкости охлаждаемой жидкости и воздуха;

Z — число водяных секций в рассчитываемом контуре;

K — коэффициент теплопередачи от жидкости к воздуху, кВт / (м²·К);

F — поверхность одной секции, омываемая воздухом, м²;

G_B — расход охлаждаемой жидкости в данном контуре системы охлаждения, кг/с;

G_{B3} — расход воздуха через данную группу секций, кг/с.

Количество тепла в кДж/с, которое должно быть отведено в окружающую среду:

$$Q_B = \frac{q_B}{100} \times Q_d, \quad (22)$$

где Q_d — количество тепла, вводимого в тепловозный дизель с топливом, кДж/с.

Значение q в % принимаем по исходным данным табл. 5 в соответствии с вариантом задания.

Здесь

$$Q_d = \frac{q_e \cdot N_e \cdot Q_H^P}{3600}, \quad (23)$$

где q_e — удельный расход топлива дизелем, кг/кВт·ч;

N_e — эффективная мощность тепловозного дизеля, кВт;

Q_H^P — низшая теплота сгорания дизельного топлива, кДж/кг.

При выполнении расчетов принимаем:

- а) максимальную температуру воды на выходе из дизеля $t_1^B = 90 \div 95 \text{ }^\circ\text{C}$;
- б) максимальную температуру масла на выходе из дизеля $t_1^M = 80 \div 85 \text{ }^\circ\text{C}$;
- в) максимальную температуру воды на выходе из водомасляного теплообменника $t_1^{BM} = 70 \div 75 \text{ }^\circ\text{C}$;
- г) температуру наружного воздуха $\tau_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- д) удельные теплоемкости:
 - для воды $C_B = 4,19 \text{ кДж / (кг}\cdot\text{K)}$;
 - для воздуха $C_{B3} = 1 \text{ кДж / (кг}\cdot\text{K)}$;
- е) коэффициент теплопередачи для стандартных водяных секций $K_B = 0,05 \text{ кВт / м}^2\cdot\text{K}$;
- ж) массовую скорость воздуха в водяных секциях $u_{B3} = 8 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}$;
- з) линейную скорость течения воды в секциях $u_B = 1 \text{ м/с}$.

Исходные данные:

Эффективная мощность дизеля $N_e = 2480 \text{ кВт}$;

Удельный расход топлива дизелем $q_e = 0,218 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч}$;

Теплоотвод в воду дизеля $q_B = 11,5 \text{ \%}$.

Принимаем:

- температуру воды на выходе из дизеля $t_1^B = 90 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температуру окружающего воздуха $\tau_1 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- массовую скорость воздуха в водяных секциях $u_B = 8 \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}$;
- линейную скорость течения воды в секциях $v_B = 1,0 \text{ м/с}$;
- удельную теплоемкость воды $C_B = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;
- удельную теплоемкость воздуха $C_B = 1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$;
- плотность воды $\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- низшую теплоту сгорания дизельного топлива $Q_H^P = 42500 \text{ кДж/кг}$.

Для установки на проектный тепловоз, выбираем стандартные водяные секции типа ВВ12 со следующими параметрами:

— площадь живого сечения для прохода воздуха

$$\omega_1^B = 0,136 \text{ м}^2;$$

— площадь живого сечения для прохода воды

$$\omega_2^B = 0,00132 \text{ м}^2;$$

— поверхность теплообмена, омываемая воздухом

$$F = 29,6 \text{ м}^2.$$

Решение

Количество тепла, вводимого в дизель с топливом:

$$Q_d = \frac{0,218 \cdot 2480 \cdot 42500}{3600} = 6383 \text{ кДж/с.}$$

Теплоотвод в воду, охлаждающую дизель:

$$Q_B = \frac{11,5}{100} \cdot 6383 = 734 \text{ кДж/с.}$$

Составляем систему уравнений по формулам (21).

Расход воды через секции:

$$G_B = v_B \cdot \omega_2^B \cdot \rho_B \cdot Z = 1 \cdot 0,00132 \cdot 1000 \cdot Z = 1,32 \cdot Z \text{ кг/с.} \quad (24)$$

Расход воздуха через водяные секции:

$$G_{B3} = u_B \cdot \omega_1^B \cdot Z = 8 \cdot 0,136 \cdot Z = 1,09 \cdot Z \text{ кг/с.} \quad (25)$$

Подставляем в систему уравнений (21) цифровые значения величин:

$$\left. \begin{aligned} 734 &= 1,32 \cdot Z \cdot 4,19 \cdot (90 - t_2^B); \\ 734 &= 1,09 \cdot Z \cdot 1 \cdot (\tau_2 - 40); \\ 734 &= 0,05 \cdot 29,6 \cdot Z \cdot \left(\frac{90 + t_2^B}{2} - \frac{40 + \tau_2}{2} \right) \end{aligned} \right\}.$$

Обозначив $y = 1/z$ и выполнив методом подстановки вычисления, получаем:

$$\left. \begin{aligned} 5,53 \cdot t_2^B + 734 \cdot y &= 497,8; \\ 1,09 \cdot \tau_2 - 734 \cdot y &= 43,6; \\ 0,74 \cdot t_2^B - 0,74 \cdot \tau_2 - 734 \cdot y &= -37 \end{aligned} \right\}.$$

Решив систему уравнений, находим:

$$t_2^B = 82,05 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tau_2 = 80,4 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$y = 0,06;$$

$$Z = 1/0,06 = 17 \text{ шт.}$$

Расход воды через секции:

$$G_B = 1,32 \cdot Z = 1,32 \cdot 17 = 22,44 \text{ кг/с} = 80784 \text{ кг/ч} = 80,784 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход воздуха через водяные секции:

$$G_{B3} = 1,09 \cdot Z = 1,09 \cdot 17 = 18,53 \text{ кг/с} = 66708 \text{ кг/ч}.$$

4.5. РАСЧЕТ ВОДОМАСЛЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Опыт эксплуатации тепловозов показывает, что масляные секции работают недостаточно надежно, особенно в зимних условиях. Выход их из строя при отрицательных температурах во много раз превышает выход из строя водяных секций. Поэтому на современных тепловозах, созданных в последние годы, масляные секции не устанавливают, а применяют системы охлаждения масла с промежуточным теплоносителем. В этом случае в холодильной камере размещаются только однотипные водяные секции, и дополнительно на тепловозе устанавливают водомасляный теплообменник, в котором масло охлаждается водой, выполняющей роль промежуточного теплоносителя. Вода же, нагреваясь в теплообменнике, направляется в водяные секции дополнительного контура, посредством которых тепло отводится в окружающую воздушную среду.

Если заданием предусмотрено охлаждение масла в водомасляных теплообменниках, то требуемая поверхность теплообмена их подсчитывается по формуле:

$$F_{\text{т.о}} = \frac{Q_{\text{м}}}{K_{\text{т.о}} \cdot (t_{\text{ср.}}^{\text{м}} - t_{\text{ср.}}^{\text{в.м}})}, \quad (26)$$

где $Q_{\text{м}}$ — количество тепла, отводимого от дизеля с маслом, кДж/с;

$K_{\text{т.о}}$ — коэффициент теплопередачи водомасляного теплообменника, кВт/м²·с;

$t_{\text{ср.}}^{\text{м}} = \frac{t_1^{\text{м}} + t_2^{\text{м}}}{2}$ — средняя температура масла в теплообменнике, °С;

$t_{\text{ср.}}^{\text{в.м}} = \frac{t_{\text{вх.}}^{\text{в.м}} + t_{\text{вых.}}^{\text{в.м}}}{2}$ — средняя температура воды в теплообменнике, °С;

$t_1^{\text{м}}$ и $t_2^{\text{м}}$ — температуры масла соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С:

$$t_2^{\text{м}} = t_1^{\text{м}} - \frac{3600 \cdot Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} \cdot B_{\text{м}} \cdot C_{\text{м}}}, \quad (27)$$

где $\rho_{\text{м}}$ — плотность масла, кг/м³;

$B_{\text{м}}$ — подача масляного насоса, м³/ч;

$C_{\text{м}}$ — удельная теплоемкость масла, кДж/(кг·К);

$t_{\text{вх.}}^{\text{в.м}}$ и $t_{\text{вых.}}^{\text{в.м}}$ — температуры воды соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С:

$$t_{\text{вых.}}^{\text{в.м}} = t_{\text{вх.}}^{\text{в.м}} + \frac{Q_{\text{м}}}{G_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}}}, \quad (28)$$

где $C_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

$G_{\text{в}}$ — подача водяного насоса данного контура охлаждающего устройства, кг/с.

Исходные данные:

Эффективная мощность дизеля $N_e = 2480$ кВт;

Удельный расход топлива дизелем $q_e = 0,218$ кг/кВт·ч;

Теплоотвод в масло дизеля $q_m = 10,0$ %.

Принимаем:

– температуру масла на входе в теплообменник (на выходе из дизеля) $t_1^M = 85$ °С;

– температуру воды на входе в теплообменник (после секций холодильной камеры) $t_{вх.в}^{B.M} = 65$ °С;

– подачу масляного насоса $B_M = 120$ м³/ч;

– подачу водяного насоса $G_B = 120$ м³/ч = 33,3 кг/с;

– удельную теплоту сгорания дизельного топлива

$$Q_H^P = 42500 \text{ кДж/кг};$$

– удельную массу (плотность) масла $\rho_M = 900$ кг/м³;

– удельную массу (плотность) воды $\rho_B = 1000$ кг/м³;

– удельную теплоемкость масла $C_M = 2,05$ кДж/(кг·К);

– удельную теплоемкость воды $C_B = 4,19$ кДж/(кг·К);

– коэффициент теплопередачи теплообменника

$$K_{т.о} = 0,8 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Решение

Количество тепла, отводимого в масло:

$$Q_M = \frac{q_m}{100} \cdot Q_d = \frac{10,0}{100} \cdot 6383 = 638,3 \text{ кДж/с}, \quad (29)$$

где $Q_d = 6383$ кДж/с – количество тепла, вводимого в дизель с топливом.

Температура масла на выходе из теплообменника:

$$t_2^M = 85 - \frac{638,3}{30 \cdot 2,05} = 74,6 \text{ °С},$$

где G_m — расход дизельного масла через водомасляный теплообменник:

$$G_m = \frac{B_m \cdot \rho_m}{3600} = \frac{120 \cdot 900}{3600} = 30 \text{ кг/с.} \quad (30)$$

Температура воды на выходе из теплообменника:

$$t_{\text{вых.}}^{\text{в.м.}} = 65 + \frac{638,3}{33,3 \cdot 4,19} = 69,6 \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $G_{\text{в.м.}} = 33,3 \text{ кг/с}$ — расход охлаждающей воды через водомасляный теплообменник.

Средние температуры воды и масла в теплообменнике:

$$t_{\text{ср.}}^{\text{в.м.}} = \frac{t_{\text{вх.}}^{\text{в.м.}} + t_{\text{вых.}}^{\text{в.м.}}}{2} = \frac{65 + 69,6}{2} = 67,3 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (31)$$

$$t_{\text{ср.}}^{\text{м.}} = \frac{t_1^{\text{м.}} + t_2^{\text{м.}}}{2} = \frac{85 + 74,6}{2} = 79,8 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (32)$$

Поверхность теплообмена теплообменника:

$$F_{\text{т.о}} = \frac{638,3}{0,8 \cdot (79,8 - 67,3)} = 63,83 \text{ м}^2,$$

где $K_{\text{т.о}} = 0,8 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ — коэффициент теплопередачи теплообменника.

Принимаем диаметр трубок теплообменника, $d = 10 \text{ мм} = 0,01 \text{ м}$.

$$L_{\text{п.т}} = \frac{F_{\text{т.о}}}{\pi \cdot d} = \frac{63,83}{3,14 \cdot 0,01} = 2032,8 \text{ м.} \quad (33)$$

При рабочей длине трубки $L_{\text{р.т}} = 2,0 \text{ м}$, число трубок теплообменника:

$$n_{\text{т}} = \frac{L_{\text{п.т}}}{L_{\text{р.т}}} = \frac{2032,8}{2} = 1016 \text{ шт.} \quad (34)$$

Таблица 5

Показатели	Единица измерения	Вариант (последняя цифра учебного шифра)									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Тепловоз-образец	—	ТЭМ2	ЧМЭЗ	ТЭМ7	М62	2ТЭ10В	2ТЭ116	2ТЭ121	ТЭП60	ТЭ70	ТЭП80
Тип дизеля	—	ЦД1М	К65310 ДР	2Д49	14Д40	10Д100	5Д49	2В-9ДГ	1Д45	5Д49	2-20ДГ
Удельный расход топлива дизелем q_e	г/кВт-ч	0225	ОД20	0,211	0,220	0,218	0,214	0,210	0,230	0,2КЦ	0,214
Теплоотводы: в воду дизеля q_G	%	22,3	22	15,5	18,2	11,5	14,0	13,0	17,0	13,0	14,0
в масло дизеля q_M	%	3,5	3,0	8,2	9,7	10,0	7,8	6,5	8,8	6,5	7,0
Подачи насосов в контуре водомасляного теплообменника:											
масляного B_M	м ³ /ч	—	—	77	55	120	100	100	80	100	100
водяного G_{BM}	м ³ /ч	—	—	70	60	120	100	120	90	100	120

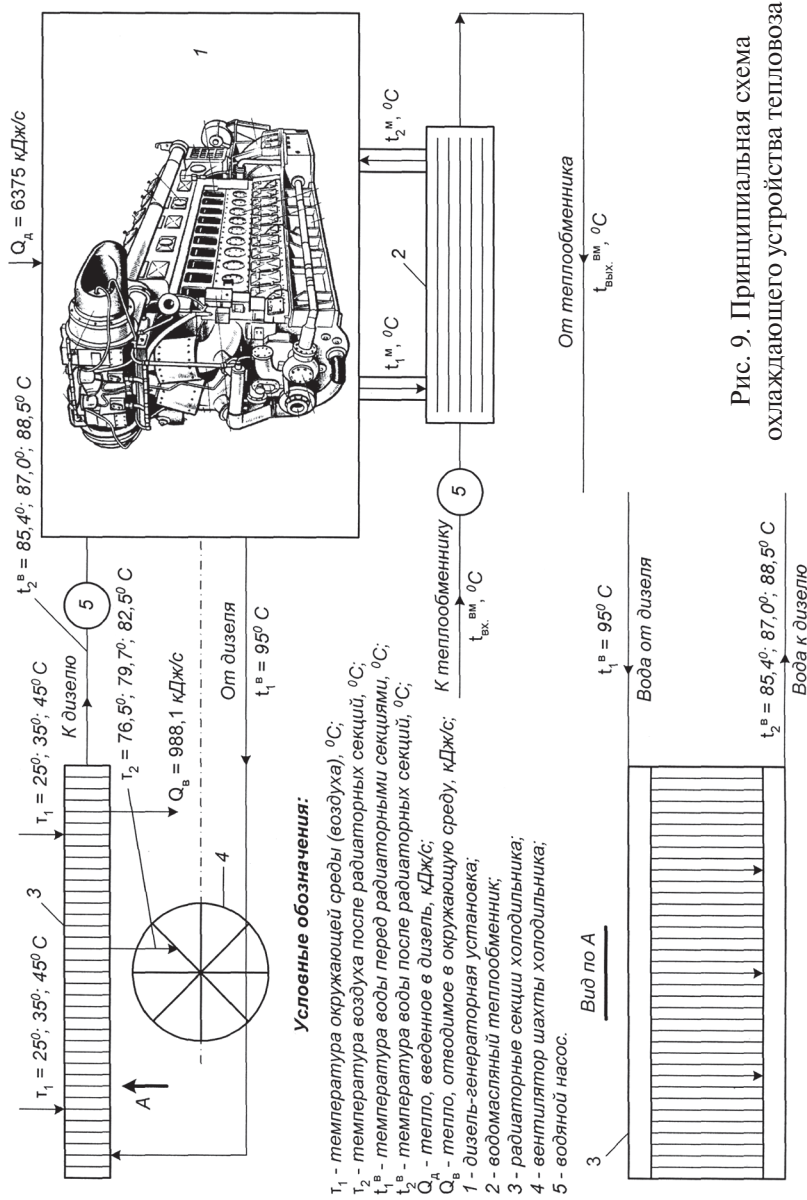


Рис. 9. Принципиальная схема охлаждающего устройства тепловоза

5. РАЗРАБОТКА ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВОЗА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

5.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ РАЗДЕЛА

Тип экипажной части принимается студентом по тепловозу – образцу.

В этом разделе необходимо дать краткое описание, сопровождаемое эскизом на миллиметровой бумаге, следующих узлов:

1. Опорно-возвращающего устройства.
2. Шкворневого узла или другого устройства для передачи тягового усилия.
3. Поводковой связи буксы с рамой тележки.
4. Схемы рессорного подвешивания.

Кратко описать механизм передачи вертикальных нагрузок от подрессоренной массы тепловоза на колесные пары и передачи тягового усилия от колеса к автосцепке тепловоза.

Этот раздел должен содержать один лист графических работ. На формате А1 вычерчивается общий вид тележки тепловоза-образца с указанием узлов согласно спецификации. Основные типы тележек приведены в конце методических указаний.

При вычерчивании общего вида тележки соблюдать требования ЕСКД и ГОСТа.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ УЗЛОВ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ ТЕПЛОВОЗА

5.2.1. Расчет на прочность пружин

Принимаем, что рама тележки имеет 12 точек опоры, включающих по 2 концентрично установленные пружины (рис.10). Такое решение позволяет получить необходимый статический прогиб при небольшой высоте пружин.

Для всех вариантов задания принять следующие конструктивные параметры пружин:

- диаметр прутка наружной пружины $d_n = 38$ мм;

- диаметр прутка внутренней пружины $d_{\text{н}} = 24$ мм;
- количество рабочих витков наружной пружины $n_{\text{рн}} = 5$.

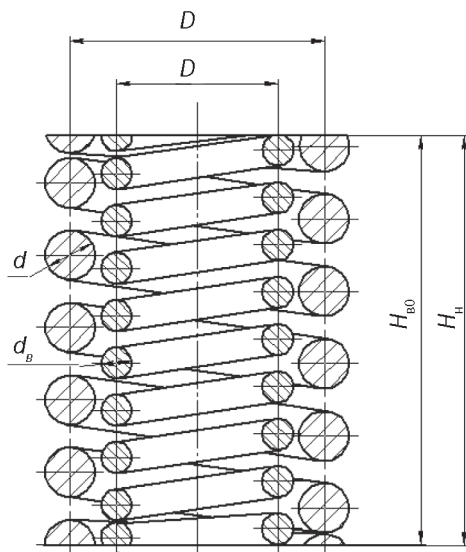


Рис. 10. Рессорный комплект буксовой ступени

Необходимая вертикальная жесткость комплекта буксовой ступени рессорного подвешивания определяется следующим образом:

$$j_{\text{кл}} = \frac{P_{\text{нст}}}{n_{\text{к}} \cdot f_{\text{ст}}}, \text{ Н/м}, \quad (35)$$

где $P_{\text{нст}}$ — вес наддресорного строения тепловоза, Н;

$$P_{\text{нст}} = m_{\text{к}} \cdot (P_{\text{о}} - q_{\text{непод}}).$$

Здесь $P_{\text{о}}$ — нагрузка на одну ось, Н;

$m_{\text{к}}$ — количество осей тепловоза;

$q_{\text{непод}}$ — неподдресоренная нагрузка на ось, Н ($q_{\text{грузовых}} = 45$ кН, $q_{\text{пасс}} = 25$ кН);

n_k — количество комплектов рессорного подвешивания буксовой ступени на тепловоз ($n_k=24$ шт.);

$f_{ст}$ — статический прогиб первой (буксовой) ступени рессорного подвешивания.

В примере статическая нагрузка P_o и статический прогиб буксовой ступени выбраны произвольно для пассажирских тепловозов:

$$P_{нст} = 117200 \text{ Н}, f_{ст} = 60 \text{ мм}.$$

В расчетах по курсовому проекту статический прогиб и статическую нагрузку принять по заданию (табл. 1).

$$\mathcal{K}_{к1} = \frac{1177200}{24 \cdot 0,06} = 817500 \text{ Н/м}.$$

Из практики проектирования рессорного подвешивания соотношение жесткостей наружной и внутренней пружин можно принять $\mathcal{K}_н / \mathcal{K}_в = 2,6$. Тогда:

$$\mathcal{K}_{н1} = \frac{817500 \cdot 2,6}{3,6} = 590417 \text{ Н/м},$$

$$\mathcal{K}_{в1} = \frac{817500 \cdot 1}{3,6} = 227083 \text{ Н/м}.$$

Диаметр наружной пружины

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{G \cdot d_n^4}{8 \cdot \mathcal{K}_{н1} \cdot n_{pn}}}, \text{ м}, \quad (36)$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа — модуль сдвига материала пружины;

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,038^4}{8 \cdot 590417 \cdot 5}} = 0,192 \text{ м}.$$

Принимаем соотношение количества рабочих витков наружной и внутренней пружин $n_{рв} / n_{рн} = 1,6$.

$$D_{в} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,024^4}{8 \cdot 227083 \cdot 5 \cdot 1,6}} = 0,122 \text{ м}.$$

В рессорном подвешивании локомотивов применяют цилиндрические винтовые пружины из прутков круглого поперечного сечения. Материал прутков—горячекатаная кремнистая сталь марки 55С2 или 60С2 (60С2А, 60С2ВА) (ГОСТ 14959—79). После термической обработки (закалка в масле при температуре 870 °С и отпуск при 460 °С) предел текучести должен составлять $\sigma_T = 1200$ МПа, а твердость по Бринеллю НВ 375—444 (ГОСТ 1452—86). Механические характеристики рессорно-пружинной стали приведены в табл.6.

Таблица 6

Механические характеристики рессорно-пружинной стали

Марка стали	Временное сопротивление, МПа		Предел текучести, МПа		Предел выносливости, МПа	
	σ_B	τ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
55С2	1300	900	1200	700	480	360
60С2	1300	850	1200	650	450	300

Термически обработанные пружины должны быть упрочнены наклепом дробью или заневоливанием, которое производится либо нагружением пружины до создания в ней напряжений выше предела текучести и. выдержкой при этих напряжениях в течение длительного времени (не менее 12 ч), либо многократным (не менее 10 раз) обжатием пружины с созданием в ней напряжений выше предела текучести.

При дробеструйном наклепе улучшаются механические характеристики материала и устраняются мелкие дефекты на поверхности. При заневоливании в результате пластических деформаций в наружном слое прутка образуются остаточные напряжения, по знаку противоположные напряжениям при нагрузке. Поэтому суммарные напряжения при нагрузке мень-

ше, чем были бы без заневоливания. Заневоливание позволяет уменьшить размеры пружин без снижения их прочности.

В некоторых случаях для повышения предела выносливости заготовки для пружин перед навивкой шлифуют (например, для тепловоза ТЭП70).

Расчетные напряжения в витках пружин определяются следующим образом:

$$\tau = \frac{K \cdot 8 \cdot P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \text{ Па}, \quad (37)$$

где P — нагрузка на пружину;

K — коэффициент пружины, учитывающий неравномерное распределение напряжений по поверхности прутка.

$$P_{\text{н1}} = \mathcal{K}_{\text{н1}} \cdot \Delta_1 \text{ Н}, \quad (38)$$

$$P_{\text{н1}} = 590417 \cdot 0,06 = 35414,2 \text{ Н},$$

$$P_{\text{в1}} = \mathcal{K}_{\text{в1}} \cdot \Delta_1 \text{ Н}, \quad (39)$$

$$P_{\text{в1}} = 227083 \cdot 0,06 = 13620,8 \text{ Н},$$

$$K = 1 + 1,25 \cdot c + 0,87 \cdot c^{-2} + c^{-3}. \quad (40)$$

Здесь c — индекс пружины.

$$c_{\text{н1}} = \frac{D_{\text{н1}}}{d_{\text{н1}}}, \quad (41)$$

$$c_{\text{н1}} = \frac{0,192}{0,038} = 5,049,$$

$$c_{\text{в1}} = \frac{D_{\text{в1}}}{d_{\text{в1}}}, \quad (42)$$

$$c_{\text{в1}} = \frac{0,122}{0,024} = 5,093;$$

$$K_{\text{н1}} = 1 + 1,25 \cdot 5,049 + 0,87 \cdot 5,049^{-2} + 5,049^{-3} = 1,289 ,$$

$$K_{\text{в1}} = 1 + 1,25 \cdot 5,093 + 0,87 \cdot 5,093^{-2} + 5,093^{-3} = 1,287 ;$$

$$\tau_{\text{н1}} = \frac{1,289 \cdot 8 \cdot 35425 \cdot 0,192}{3,14 \cdot 0,038^3} = 406,7 \text{ МПа} ,$$

$$\tau_{\text{в1}} = \frac{1,287 \cdot 8 \cdot 13625 \cdot 0,122}{3,14 \cdot 0,024^3} = 386,7 \text{ МПа} .$$

Так как конструкция буксового узла допускает поперечное перемещение колесной пары относительно рамы тележки, пружины воспринимают дополнительные напряжения, определяемые по формуле:

$$\tau' = \frac{K \cdot M_{\text{к}}}{W_0} \text{ Па}, \quad (43)$$

где $M_{\text{к}}$ — момент от эксцентричного нагружения пружин, Н·м;

W_0 — момент сопротивления кручению поперечного сечения прутка пружины.

$$M_{\text{к}} = P \cdot \delta \text{ Н·м}. \quad (44)$$

Здесь δ — относительное смещение опорных плоскостей пружины $\delta = 0,008 \text{ м}$.

$$M_{\text{кн}} = P_{\text{н1}} \cdot \delta = 35414,2 \cdot 0,008 = 283,313 \text{ Н·м},$$

$$M_{\text{кв}} = P_{\text{в1}} \cdot \delta = 13620,8 \cdot 0,008 = 108,967 \text{ Н·м}.$$

Момент сопротивления кручению круглого поперечного сечения определяется следующим образом:

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \text{ м}^3 , \quad (45)$$

$$W_{0H} = \frac{\pi \cdot d_{H1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,038^3}{16} = 1,07741 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4,$$

$$W_{0B} = \frac{\pi \cdot d_{B1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 0,024^3}{16} = 2,71434 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4,$$

$$\tau'_{H1} = \frac{K_{H1} \cdot M_{KH}}{W_{0H}} = \frac{1,289 \cdot 283,313}{1,07741 \cdot 10^{-5}} = 3,391 \cdot 10^7$$

$$\tau'_{B1} = \frac{K_{B1} \cdot M_{KB}}{W_{0B}} = \frac{1,287 \cdot 108,967}{2,71434 \cdot 10^{-6}} = 5,165 \cdot 10^7$$

Условие прочности пружин :

$$\tau_p + \tau'_p \leq K_\tau \cdot [\tau], \quad (46)$$

где K_τ — коэффициент запаса (для буксовой ступени принимаем $K_\tau = 0,59$);

$[\tau]$ — допустимые напряжения в витках ($[\tau] = 750$ МПа).

$406,7 + 33,91 = 440,61 \leq 0,59 \cdot 750 = 442,5$ — условие выполняется,

$386,7 + 51,65 = 438,35 \leq 0,59 \cdot 750 = 442,5$ — условие выполняется.

Шаг пружины

$$h = \frac{K_d \cdot \Delta}{n_p} + d + h' \text{ м}, \quad (47)$$

где $K_d = 1,1 \dots 1,3$ — коэффициент запаса, учитывающий деформацию пружины от дополнительных динамических сил (принимаем $K_d = 1,3$);

h' — величина запаса по высоте на отсутствие смыкания витков при деформации пружины ($h' = 0,003$ м)

$$h_{н1} = \frac{1,3 \cdot 0,06}{5} + 0,038 + 0,003 = 0,057 \text{ м},$$

$$h_{в1} = \frac{1,3 \cdot 0,06}{8} + 0,024 + 0,003 = 0,037 \text{ м}.$$

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_0 = (n_p + 1) \cdot d + n_p \cdot (h - d) \text{ м}, \quad (48)$$

$$H_{0н1} = (5 + 1) \cdot 0,038 + 5 \cdot (0,057 - 0,038) = 0,321 \text{ м},$$

$$H_{0в1} = (8 + 1) \cdot 0,024 + 8 \cdot (0,037 - 0,024) = 0,318 \text{ м}.$$

5.2.2. Расчет буксовых поводков

За счет упругой деформации резиновых элементов поводков при вертикальных перемещениях рамы тележки относительно букс происходит увеличение жесткости рессорного подвешивания.

При дополнительном динамическом прогибе $\Delta_{\text{дин}}$ поводок поворачивается на угол φ (рис.11). Приблизленно $\Delta_{\text{дин}} = \varphi \cdot a$, где a — длина поводка (по осям валиков).

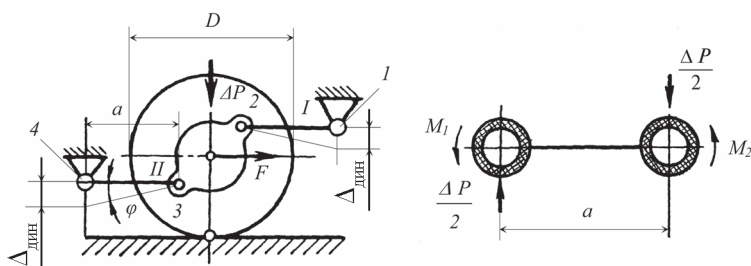


Рис. 11. Схема к определению характеристик упругой связи букс с рамой тележки:

I, II — верхний и нижний поводки буксы; $1, 4$ — рамные головки поводков с амортизаторами; $2, 3$ — буксовые головки

Дополнительная сила P_6 , необходимая для преодоления упругого закручивания резиновых элементов поводков буксы

$$P_6 = \frac{2(M_1 + M_2)}{a}, \quad (49)$$

где M_1 и M_2 — упругие моменты буксовой и рамной головок поводка.

Определяя M_1 и M_2 через угловые жесткости $M_1 = J_{\phi 1} \cdot \phi$; $M_2 = J_{\phi 2} \cdot \phi$ найдем

$$P_6 = \frac{2 \left(J_{\phi 1} \cdot \frac{\Delta_{\text{дин}}}{a} + J_{\phi 2} \cdot \frac{\Delta_{\text{дин}}}{a} \right)}{a} = 2 \frac{\Delta_{\text{дин}}}{a^2} (J_{\phi 1} + J_{\phi 2}). \quad (50)$$

Отсюда вертикальная жесткость упругой связи буксового узла будет

$$J_{\text{в}} = \frac{2(J_{\phi 1} + J_{\phi 2})}{a^2}.$$

Угловые жесткости резиновых втулок при скручивании определяются по формуле:

$$J_{\phi \text{ вт}} = \frac{M_1}{\phi} = \frac{4\pi G l r_{\text{н}}^2 r_{\text{в}}^2}{r_{\text{н}}^2 - r_{\text{в}}^2}, \quad (51)$$

где $G = 90 \text{ Н/см}^2$ — модуль сдвига резины НО68-1;

$l = 2.2, 5 \text{ см}$ — длина резиновой втулки буксовой головки;

$l = 2.5 \text{ см}$ — длина резиновой втулки рамной головки;

$r_{\text{н}} = 3, 9 \text{ см}$; $r_{\text{в}} = 3 \text{ см}$ — наружный и внутренний радиусы втулок;

$r_{\text{н}} = 4 \text{ см}$ — наружный радиус втулки рамной головки.

Для буксовой головки поводка

$$J_{\phi \text{ вт}}^{\delta} = \frac{4\pi \cdot 90 \cdot 2.2 \cdot 5 \cdot 3,9^2 \cdot 3^2}{3,9^2 - 3^2} = 125000 \text{ Н}\cdot\text{см/рад}.$$

Для рамной головки поводка

$$J_{\phi \text{ вт}}^p = \frac{4\pi \cdot 90 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 4^2 \cdot 3^2}{4^2 - 3^2} = 232500 \text{ Н}\cdot\text{см/рад.}$$

При повороте поводка на угол ϕ торсионно закручиваются резиновые кольца торцевых амортизаторов. Угловая жесткость двух амортизаторов

$$\begin{aligned} J_{\phi \text{ т.а.}} &= \frac{\pi}{32} (D_n^4 - d_s^4) \cdot \frac{2G}{h} = \\ &= 0,1(12^4 - 8,5^4) \frac{2 \cdot 90}{1,6} = \text{Н}\cdot\text{см/рад.} \end{aligned} \quad (52)$$

Здесь и далее обозначения величин, входящих в формулы, приведены выше.

Жесткость на скручивание резиновых элементов головок поводков

$$J_{\phi}^6 = J_{\phi \text{ вт}}^6 + J_{\phi \text{ т.а.}} = 343000 \text{ Н}\cdot\text{см/рад}, \quad (53)$$

$$J_{\phi}^p = J_{\phi \text{ вт}}^p + J_{\phi \text{ т.а.}} = 440500 \text{ Н}\cdot\text{см/рад.} \quad (54)$$

Вертикальная жесткость упругой связи буксового узла

$$J_b = 2 \frac{(343 + 440500)}{32^2} = 1530 \text{ Н/см.}$$

Чтобы оценить влияние поводков на повышение динамической жесткости рессорного подвешивания, сравним динамические прогибы подвешивания с учетом поводков и без них. Если, например, статический прогиб $\Delta_{\text{ст}}$ подвешивания равен 100 мм, то при скорости локомотива $v = 100 \text{ км/ч}$ коэффициент динамики будет равен

$$K_d = 0,2 + \frac{v}{\Delta_{\text{ст}}} = 0,3. \quad (55)$$

Динамическая добавочная нагрузка (сила инерции колеблющегося груза) при нагрузке на один буксовый узел $P_{ст}$ будет равна

$$P_{дин} = 0,3 \cdot P_{ст} = 0,3 \frac{(2\Pi - q)}{2}, \quad (56)$$

где 2Π — нагрузка от колесной пары на рельс. Примем $2\Pi = 230$ кН;

q — неподрессоренный вес. При опорно-осевом подвешивании $q = 46$ кН;

$$P_{дин} = 0,3 \frac{(230 - 46)}{2} = 27,6 \text{ кН.}$$

Жесткость подвешивания одного буксового узла

$$Ж_{бу} = \frac{\Pi}{\Delta_{ст}} = \frac{115}{100} = 1,15 \text{ кН/мм.}$$

Тогда динамический прогиб под инерционной нагрузкой $P_{дин}$ без учета буксовых поводков

$$\Delta_{дин} = \frac{P_{дин}}{Ж_{бу}} = \frac{27,6}{1,15} = 24 \text{ мм.}$$

С учетом жесткости поводков жесткость буксового узла

$$Ж'_{бу} = Ж_{бу} + Ж_{в} = 1,15 + 0,153 = 1,303 \text{ кН/мм.} \quad (57)$$

Тогда динамический прогиб под инерционной нагрузкой с учетом жесткости буксовых поводков составит

$$\Delta'_{дин} = \frac{P_{дин}}{Ж'_{бу}} = \frac{27,6}{1,303} = 21,2 \text{ мм.} \quad (58)$$

Динамическая жесткость буксового узла с учетом жесткости поводков возросла, примерно, на 11,5 %.

5.2.3. Определение критической скорости движения тепловоза

Колебания подрессоренных масс, вызванные воздействием случайной неровности пути и зависящие от жесткости системы и величины подрессоренной массы, называются *свободными* (собственными) колебаниями системы. Они показывают число полных периодов колебаний в единицу времени, Гц:

$$H_c = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{J_{\text{т}}}{m_{\text{т}}}},$$

где $m_{\text{т}}$ — подрессоренная масса, приходящаяся на тележку.

Если принять:

$$J_{\text{т}} = \frac{P_{\text{ст.}}}{f_{\text{ст.}}}, \text{ кН/мм};$$

где $f_{\text{ст}}$ — статический прогиб, см.

$$m_{\text{т}} = \frac{P_{\text{ст.}}}{g},$$

g — ускорение свободного падения, см/с²,

то получим более простое выражение для определения частоты собственных колебаний, Гц:

$$H_c \approx \frac{5}{\sqrt{f_{\text{ст.}}}},$$

Между круговой и линейной частотами колебаний существует соотношение, с⁻¹:

$$\omega_c = 2 \cdot \pi \cdot H_c.$$

Собственные колебания системы совершаются с примерно постоянной частотой. Для современных локомотивов, частота собственных колебаний находится в пределах:

$$H_{\text{cl}} = 1,8 \div 2,2 \text{ Гц.}$$

Рессорное подвешивание представляет собой сложную колебательную систему, на которую периодически воздействуют возмущения со стороны пути, порождая так называемые *вынужденные колебания*.

Частота вынужденных колебаний, с^{-1} :

$$\omega_{\text{в1}(2)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v_{\text{к.р}}}{L_{1(2)}},$$

где $v_{\text{к.р}}$ — скорость движения тепловоза, м/с;

$L_{1(2)}$ — длины рельсовых звеньев, м.

Явление резонанса может наступить при равенстве частот собственных и вынужденных колебаний. Скорость движения, при которой наступает это опасное явление, приводящее иногда к сходу колес с рельс, называется *критической*. Она находится из соотношения:

$$\omega_{\text{с}} = \omega_{\text{в}}, \text{ с}^{-1};$$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot v_{\text{кр.1}(2)}}{L_{1(2)}} = \sqrt{\frac{J_{\text{т}}}{m_{\text{т}}}}, \text{ с}^{-1},$$

откуда:

$$v_{\text{кр.1}(2)} = \frac{\omega_{\text{с1}}}{2 \cdot \pi} \cdot L_{1(2)} = \frac{5 \cdot L_{1(2)}}{\sqrt{f_{\text{ст}}}}, \text{ м/с}.$$

Полученное значение критической скорости следует сравнить с заданной конструкционной скоростью. В целях предотвращения явления резонанса и нежелательных явлений, связанных с ним, критическая скорость движений должна быть выше конструкционной.

Расчет критической скорости, производим для двух значений длин рельсовых звеньев: $L_1 = 12,5$ м и $L_2 = 25$ м.

$$v_{\text{кр.1}} = \frac{5 \cdot 12,5}{\sqrt{10,5}} = 19,25 \text{ м/с} = 70 \text{ км/ч};$$

$$v_{\text{кр.2}} = \frac{5 \cdot 25}{\sqrt{10,5}} = 38,5 \text{ м/с} = 136 \text{ км/ч}.$$

При этом $v_{\text{кр.2}} = 136 \text{ км/ч} > v_{\text{к.т}} = 100 \text{ км/ч}$, что и требовалось доказать.

5.2.4. Расчет демпфирования колебаний

В рессорном подвешивании тепловозов демпфирование (гашение колебаний) осуществляется с помощью гасителей сухого трения (фрикционных), листовых рессор. В отдельных случаях применяют гидравлические гасители, которые ненадежно работают в буксовой ступени из-за воздействия на них ударных (импульсных) нагрузок. Поэтому гидрогасители чаще применяют во второй ступени рессорного подвешивания (например ТЭП70), в которой от воздействия ударных нагрузок они защищены упругостью буксовой ступени подвешивания.

В опытной эксплуатации применяются пневматические гасители, рабочим телом которых является сжатый воздух. Такие гасители надежно работают в обеих ступенях подвешивания.

Демпфирующее воздействие на систему, оказывают резиновые амортизаторы и встроенное трение.

Демпфирование в рессорном подвешивании принято считать удовлетворительным, если работа трения, создаваемая демпферами, составляет 3 – 6 % от работы упругих сил подвешивания в целом. Эта величина носит название *коэффициента относительного трения*.

Работа упругих сил подвешивания тележки, кН·мм:

$$A_y = 4 \cdot f_{\text{ст.}} \cdot J_{\text{т}} \cdot z_1,$$

где $f_{\text{ст.}}$ — статический прогиб подвешивания, мм;

J_T — жесткость сбалансированного или индивидуального рессорного подвешивания тележки с учетом действия буксовых поводков, кН/мм;

$z_1 = 15 \div 25$ мм — величина отклонения рамы тележки при колебаниях (динамический прогиб) (принимаем).

Работа сил трения в подвешивании тележки, создаваемая фрикционными гасителями, кН·мм:

$$W_{\phi} = 4 \cdot F_{\text{тр.}} \cdot z_1 \cdot n,$$

где $F_{\text{тр.}} = 5 \div 6$ кН — сила трения одного гасителя (принимаем);
 $n = 6$ — число гасителей.

Коэффициент относительного трения:

$$\varphi_T = \frac{W_{\phi}}{A_y} = \frac{F_{\text{тр.}} \cdot n}{f_{\text{ст.}} \cdot J_T} \geq 0,03 \div 0,06.$$

При необходимости следует увеличивать силу трения, создаваемую фрикционным демпфером.

Пример:

$J_T = 8,9$ кН/мм; $z_1 = 20$ мм; $F_{\text{тр.}} = 6$ кН, $f_{\text{ст.}} = 105$ м.

Решение

Работа упругих сил подвешивания тележки

$$A_y^{\text{инд.}} = 4 \cdot 105 \cdot 8,9 \cdot 20 = 74760 \text{ кН} \cdot \text{мм},$$

где $f_{\text{ст.}} = 105$ мм — статический прогиб подвешивания;

$J_T = 8,9$ кН/мм — общая жесткость индивидуального рессорного подвешивания тележки;

$z_1 = 20$ мм — величина отклонения рамы тележки при колебаниях (динамический прогиб).

Работа сил трения в подвешивании тележки, создаваемая фрикционными гасителями

$$W_{\phi} = 4 \cdot 6 \cdot 20 \cdot 6 = 2880 \text{ кН} \cdot \text{мм},$$

где $F_{\text{тр.}} = 6 \text{ кН}$ — сила трения одного гасителя;
 $n = 6$ — число гасителей.

Коэффициент относительного трения

$$\phi_{\text{инд.}} = \frac{2880}{74760} = \frac{6 \cdot 6}{105 \cdot 8,9} = 0,039 > 0,03 \div 0,06.$$

Удовлетворяет условию.

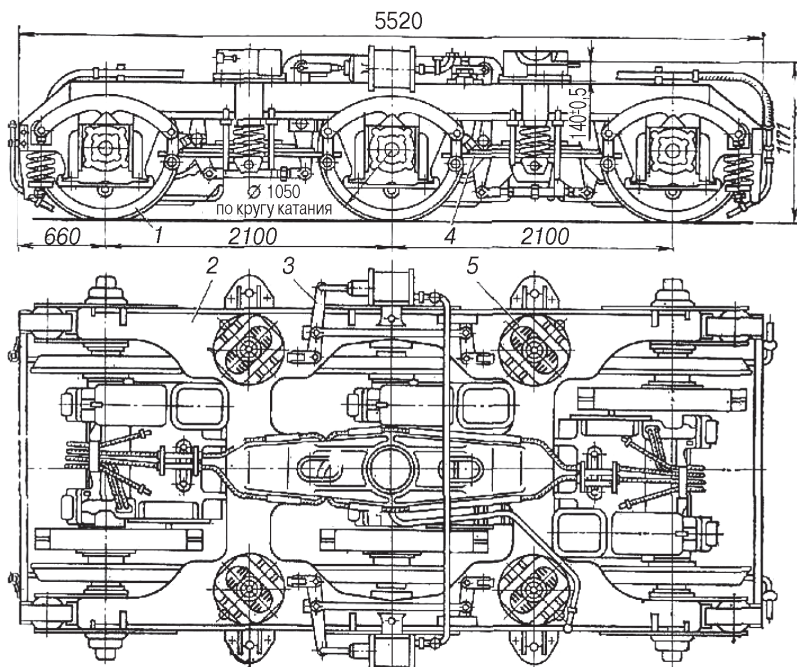


Рис. 12 . Тележка тепловоза ТЭМ2, М62:

1 — колесная пара; 2 — рама тележки; 3 — рычажная передача тормоза;
 4 — рессорное подвешивание; 5 — опора рамы

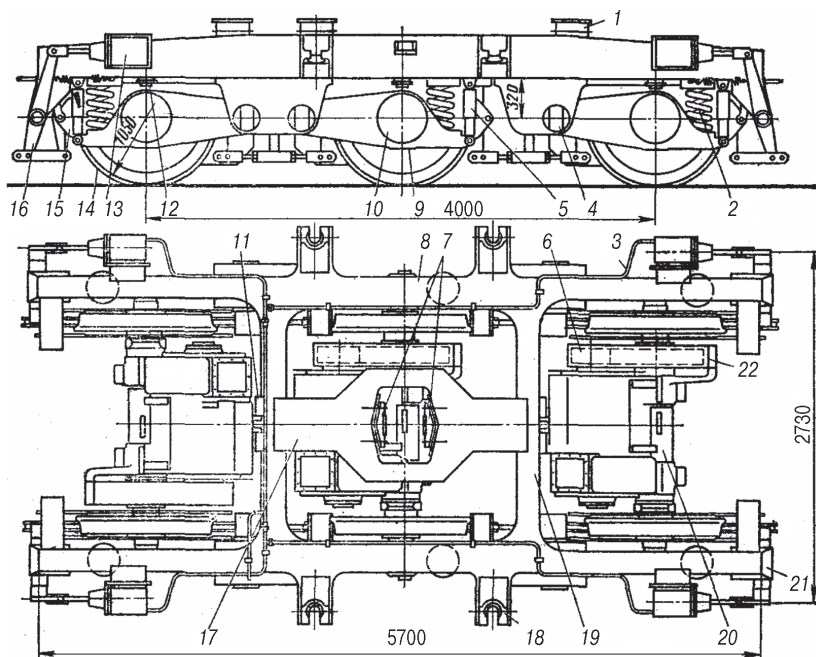


Рис.13 . Тележка тепловоза ЧМЭЗ:

1 — рукав подвода воздуха для охлаждения тягового электродвигателя; 2 — пружина; 3 — воздухопровод тормоза; 4 — балансирный валик; 5 — гидравлический гаситель колебаний; 6 — зубчатая передача; 7 — гнездо шкворня; 8 — боковина рамы; 9 — качающийся балансир; 10 — буксовый узел; 11 — подвеска тягового электродвигателя; 12 — упор; 13 — тормозной цилиндр; 14 — колесная пара; 15 — тормозная колодка; 16 — рычаг тормоза; 17 — шкворневая балка; 18 — консоль рамы; 19 — поперечная балка; 20 — тяговый электродвигатель; 21 — кронштейн; 22 — кожух зубчатой передачи

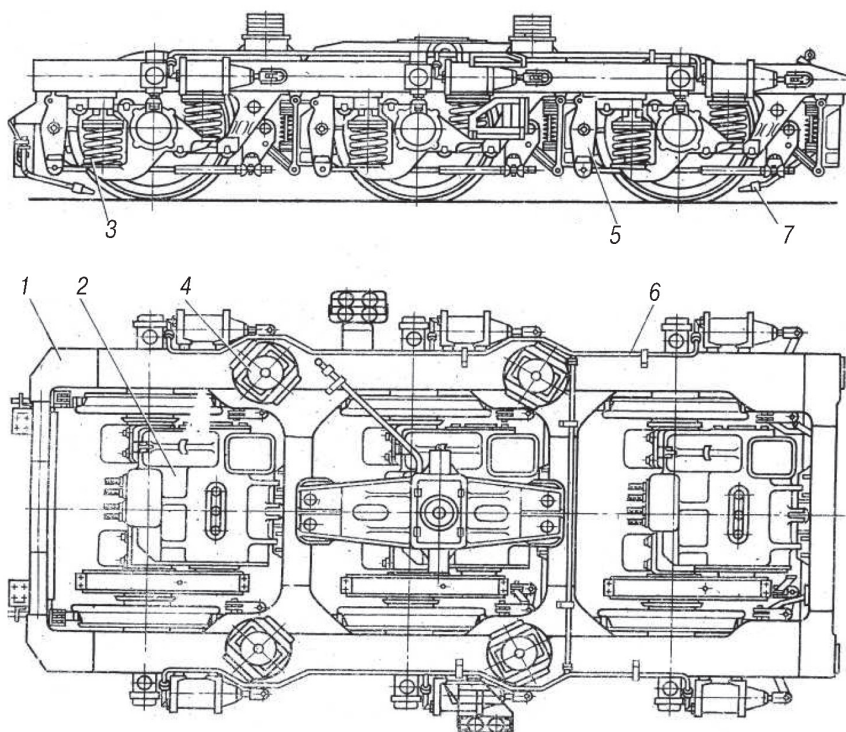


Рис. 14. Тележка тепловоза 2ТЭ10, 2ТЭ116:

1 — рама тележки; 2 — колесно-моторный блок; 3 — пружинный комплект рессорного подвешивания; 4 — опорно-возвращающее устройство; 5 — рычажная передача тормоза; 6 — тормозной воздухопровод; 7 — песочный трубопровод тележки

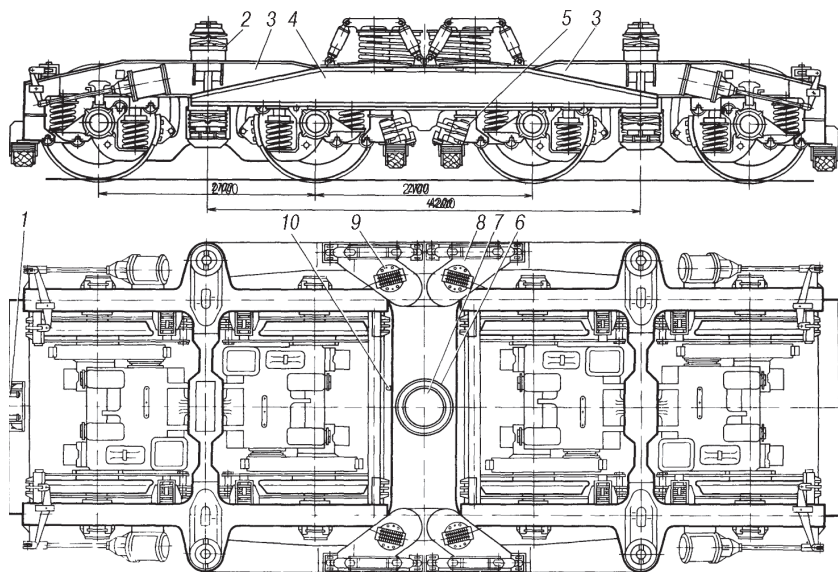


Рис.15. Тележка четырехосная:

1 — кронштейн поворотного устройства автосцепки; 2 — маятниковая подвеска; 3 — тележка двухосная; 4 — рама промежуточная; 5 — механизм передачи силы тяги; 6 — уплотнение шкворня; 7 — шкворневое устройство; 8 — вторая ступень рессорного подвешивания; 9 — роликовая опора; 10 — щуп уровня масла шкворня

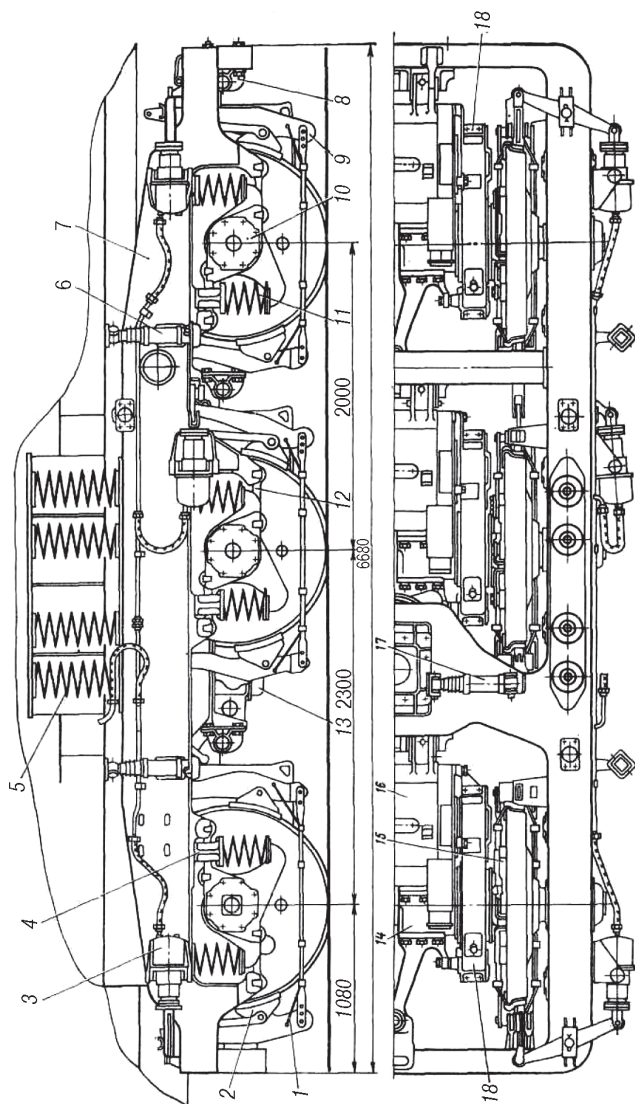


Рис 16. Устройство тележки тепловоза ТЭП70 последних выпусков

1 — предохранительный трос; 2 — тормозной башмак; 3 — тормозной цилиндр; 4 — опоры пружины; 5 — пружина кузовной ступени; 6, 17 — гасители; 7 — рама тележки; 8 — опорный кронштейн для двигателя; 9 — вертикальный рычаг рычажной передачи звконая букса; 11 — пружина рессорного подвешивания буксовой ступени; 12 — поводок буксы; 13 — шкворневое устройство; 14 — шкворневое устройство; 15 — упорная планка; 16 — упорная планка; 17 — упорная планка; 18 — упорная планка

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Теория и конструкция локомотивов. / Под ред. проф. Г.С.Михальченко. — М.: Маршрут, 2006. — 577с.
2. Скалин А.В., Шаров В.Д. Расчет тягово-экономических характеристик тепловозов и дизель-поездов. — М.: РГОТУПС, 2006. — 98 с.
3. Кононов В.Е., Хуторянский Н.М., Скалин А.В. Тепловозы. — М.: Желдориздат. 2005. — 555 с.
4. Скалин А.В., Кононов В.Е., Шаров В.Д. Справочник машиниста тепловозов. — М.: Желдориздат. 2004. — 320 с.
5. Большая энциклопедия транспорта. Т.4. Железнодорожный транспорт — М., 2003. — 559 с.
6. Скалин А.В., Бухтеев В.Ф., Кононов В.Е. Электрические машины и аккумуляторные батареи тепловозов. — М.: Желдориздат, 2005. — 230 с.

ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ ЛОКОМОТИВОВ

Задание на курсовой проект
с методическими указаниями

Переиздание

Редактор *Г.В. Тимченко*
Компьютерная верстка *Г.Д. Волкова*

Тип.зак.	Изд.зак.125	Тираж 600 экз.
Подписано в печать 2.03.09	Гарнитура Newton	Формат 60 × 90 ¹ / ₁₆
Усл.печ.л. 4,25		Офсет

Издательский центр и Участок оперативной печати
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Издательский центр и Участок оперативной печати
Информационно-методического управления РОАТ,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2