

ВВЕДЕНИЕ

Одна из задач, состоит в осуществлении глубокой технической реконструкции на основе кардинального ускорения научно технического прогресса, широкого внедрения техники и технологий новых поколений, более тесной связи науки и производства, повышения уровня подготовки специалистов

Эффективность работы транспорта базируется на надежности подвижного состава, которая обеспечивается в процессах его конструирования, производства, технического обслуживания (ТО) и ремонта, соблюдения требований государственных стандартов и правил технической эксплуатации

Основой технической политики, определяемой действующим Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава, является планово-предупредительная система ТО и ремонта транспортной техники, которая предусматривает две составные части операций контрольную и исполнительную.

Контрольная (диагностическая) часть операций ТО должна решать следующие задачи:

- а) прогнозирование безотказной работы агрегатов, систем и автомобиля в целом;
- б) выявление автомобилей, техническое состояние которых не соответствует требованиям безопасности движения и охраны окружающей среды;
- в) определение неисправностей и отказов перед проведением и в процессе выполнения работ по ТО и ремонту транспортной техники;
- г) выдача информации о техническом состоянии подвижного состава для планирования работы на линии;
- д) контроль качества выполнения работ.

Исполнительная часть операций включает подготовительные, измерительные, регулировочные и другие работы в соответствии с техническими условиями.

Бакалавр по ТО и ремонту транспорта должен осуществлять контрольную часть операций с последующим выполнением исполнительной части на производственных участках, вести текущий анализ, учет и планирование работ по ТО и ремонту, внедрять прогрессивные формы и методы организации, технологии и механизации производства, осуществлять контроль за соблюдением правил техники безопасности и охраны труда.

Основными задачами ТО и ремонта на транспортных предприятиях являются поддержание и восстановление работоспособности парка, снижение затрат на его содержание, а следовательно, и снижение себестоимости перевозок.

В связи с этим при ТО и ремонте транспорта все более широкое применение находят операции диагностирования технического состояния, позволяющие получать информацию не только о неисправности механизмов и систем, но и прогнозировать работоспособность, т.е. управлять техническим состоянием транспортной техники.

Для самостоятельной работы студентам даны варианты исходных данных в Приложении А.

Практическое занятие №1

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ (5 ч.)

Цель занятия: освоение практических навыков расчета и построение характеристик трансмиссии автомобиля.

1. Методика расчета

1.1. Скоростную характеристику агрегатов трансмиссии найдём по формуле:

$$V_{ax} = 0,105 * n_{ex} * r_c / U_{тр} \quad \text{м/с} \quad (1.1)$$

где $r_c = 0,5 * D_o + B_{ш} * (1 - \lambda_{ш})$ м;

r_c – свободный радиус колеса;

D_o – диаметр обода колеса;

$B_{ш}$ – высота профиля шины в свободном состоянии;

$\lambda_{ш}$ – коэффициент радиальной деформации шины, равный 0,1-0,16 для стандартных и широкопрофильных шин и 0,2-0,3 для арочных машин и пневмокатков.

Значения r_c при максимальной допустимой нагрузке стандартизированы. Приближённо r_c можно определить по цифрам обозначения шин:

$$r_c = 0,5 * d + \Delta * B * \lambda_{см}, \quad \text{мм} \quad (1.2)$$

где d – посадочный диаметр обода, мм;

$\Delta = H / B$ (H и B – высота и ширина профиля шины, мм);

$\lambda_{см}$ – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

При нагрузке и внутреннем давлении воздуха, указанных в стандартах для шин грузовых автомобилей и автобусов и шин с регулируемым давлением $H/B \approx 1$. Для легковых автомобилей, если шины имеют дюймовое обозначение, $H/B \approx 0,95$, если смешанное (миллиметровое - дюймовое), $H/B \approx 0,8 \dots 0,85$. У радиальных шин легковых автомобилей в обозначение введён индекс, соответствующий отношению H/B . Для данного автомобиля он равен 0,9 (обозначение шин 215/90R15).

Для шин грузовых автомобилей, автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,85 \dots 0,9$, для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{см} = 0,8 \dots 0,85$.

Для расчёта будем пользоваться формулой 1.2 и 1.3:

$$U_{тр} = U_{кп} * U_{дп} * U_o \quad (1.3)$$

где $U_{тр}$ – передаточное число трансмиссии;

$U_{кп}$ – передаточные числа коробки передач;

$U_{дп}$ – передаточное число дополнительной передачи;

U_o – передаточное число главной передачи.

1.2. Крутящий момент на ведущих колесах при различных передачах коробки передач рассчитаем по формуле:

$$M_{кх} = M_{ex} * U_{кп} * U_{дп} * U_o * \eta_{тр}, \quad \text{Н*м} \quad (1.4)$$

где M_{ex} —различные значения крутящего момента на коленчатом валу двигателя;
 $U_{кп}$ - передаточные числа коробки передач;
 U_o - передаточное число главной передачи;
 $U_{дп}$ - передаточное число дополнительной передачи;
 $\eta_{тр}$ — к.п.д. трансмиссии.

1.3. *Крутящий момент на выходе из коробки передач* рассчитаем по формуле:

$$M_{к\text{ вых}} = M_{ex} * U_{агр.}, Н*м \quad (1.5)$$

где M_{ex} – крутящий момент на входе в коробку передач;
 $U_{агр}$ —передаточные числа коробки передач.

По полученным данным вычислений построим графики зависимости крутящего момента на ведущих колёсах от скорости автомобиля.

1.4. *Крутящий момент на выходе из коробки передач для главной передачи* вычислим по формуле:

$$M_{к\text{ вых гп}} = M_{к\text{ вых (I-IV)}} * U_o \quad (1.6)$$

где $M_{к\text{ вых (I-IV)}}$ – крутящий момент на выходе из коробки передач для каждой включенной передачи;

U_o - передаточное число главной передачи.

1.5. *Частоту вращения коленчатого вала двигателя на выходном валу коробки передач* вычисляем по формуле:

$$n_{вых} = n_{вх} / U_{агр}, \text{ об/мин} \quad (1.7)$$

где $n_{вх}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя на первичном валу коробки передач;

$U_{агр}$ —передаточные числа коробки передач.

По полученным данным строим график зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя от передаточного числа коробки передач на выходном валу коробки передач.

1.6. *Крутящий момент на выходном валу коробки передач для каждой передачи* при полученных значениях крутящего момента двигателя M_{ex} по формуле:

$$M_{кп} = M_{ex} * U_{агр}, Н*м \quad (1.8)$$

где M_{ex} – крутящий момент двигателя при разных значениях числа оборотов коленчатого вала;

$U_{агр}$ – передаточные числа коробки передач.

По полученным результатам строим график изменения крутящего момента на выходном валу коробки передач.

2. Пример

Определить основные параметры расчёта и построение характеристик трансмиссии автомобиля.

Скоростную характеристику агрегатов трансмиссии найдём по формуле 1.1.

Значения r_c при максимальной допустимой нагрузке стандартизованы. Приблизённо r_c можно определить по цифрам обозначения шин:

При нагрузке и внутреннем давлении воздуха, указанных в стандартах для шин грузовых автомобилей и автобусов и шин с регулируемым давлением $H/B \approx 1$. Для легковых автомобилей, если шины имеют дюймовое обозначение, $H/B \approx 0,95$, если смешанное (миллиметровое - дюймовое), $H/B \approx 0,8...0,85$. У радиальных шин легковых автомобилей в обозначение введён индекс, соответствующий отношению H/B . Для данного автомобиля он равен 0,9 (обозначение шин 215/90R15).

Для шин грузовых автомобилей, автобусов, шин с регулируемым давлением (кроме широкопрофильных), диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{cm} = 0,85...0,9$, для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{cm} = 0,8...0,85$.

$$r_c = 0,5 * 380 + 215 * 0,9 * 0,85 = 354,475 \text{ (мм) ,}$$

$$U_{\text{тр1-1}} = 4,12 * 1,0 * 5,125 = 21,115$$

$$U_{\text{тр1-2}} = 4,12 * 1,94 * 5,125 = 40,9631$$

$$U_{\text{тр2-1}} = 2,64 * 1,0 * 5,125 = 13,53$$

$$U_{\text{тр2-2}} = 2,64 * 1,94 * 5,125 = 26,2482$$

$$U_{\text{тр3-1}} = 1,58 * 1,0 * 5,125 = 8,0975$$

$$U_{\text{тр3-2}} = 1,58 * 1,94 * 5,125 = 15,70915$$

$$U_{\text{тр4-1}} = 1,0 * 1,0 * 5,125 = 5,125$$

$$U_{\text{тр4-2}} = 1,0 * 1,94 * 5,125 = 9,9425$$

$$V_{a1-1} = 0,105 * 800 * 0,383 / 21,115 = 1,41 \text{ м/с}$$

$$V_{a1-2} = 0,105 * 800 * 0,383 / 40,9631 = 0,72 \text{ м/с}$$

$$V_{a1-1} = 0,105 * 4000 * 0,383 / 21,115 = 7,05 \text{ м/с}$$

$$V_{a1-2} = 0,105 * 4000 * 0,383 / 40,9631 = 3,63 \text{ м/с}$$

$$V_{a4-1} = 0,105 * 800 * 0,383 / 5,125 = 5,8 \text{ м/с}$$

$$V_{a4-2} = 0,105 * 800 * 0,383 / 9,9425 = 3 \text{ м/с}$$

$$V_{a4-1} = 0,105 * 4000 * 0,383 / 5,125 = 29 \text{ м/с}$$

$$V_{a4-2} = 0,105 * 4000 * 0,383 / 9,94 = 15 \text{ м/с}$$

Крутящий момент на ведущих колесах при различных передачах коробки передач рассчитаем по формуле 1.4:

$$M_{K1-1} = 152,9 * 4,12 * 1,0 * 5,125 * 0,9 = 2903,5 \text{ Нм}$$

$$M_{K1-2} = 152,9 * 4,12 * 1,94 * 5,125 * 0,9 = 5636,5 \text{ Нм}$$

$$M_{K1-1} = 131,8 * 4,12 * 1,0 * 5,125 * 0,9 = 2509 \text{ Нм}$$

$$M_{K1-2} = 131,8 * 4,12 * 1,94 * 5,125 * 0,9 = 4859 \text{ Нм}$$

$$M_{K4-1} = 152,9 * 1,0 * 1,0 * 5,125 * 0,9 = 5636,5 \text{ Нм}$$

$$M_{K4-2} = 152,9 * 1,0 * 1,94 * 5,125 * 0,9 = 1368 \text{ Нм}$$

$$M_{K4-1} = 131,8 * 1,0 * 1,0 * 5,125 * 0,9 = 4859 \text{ Нм}$$

$$M_{K4-2} = 131,8 * 1,0 * 1,94 * 5,125 * 0,9 = 1179,4 \text{ Нм}$$

Крутящий момент на выходе из коробки передач рассчитаем по формуле 1.5:

$$M_{K \text{ Вых1- I}} = 152,9 * 4,12 = 629,9 \text{ Н*м}$$

$$M_{K \text{ Вых1- IV}} = 152,9 * 1,0 = 152,9 \text{ Н*м}$$

$$M_{K \text{ Вых5- I}} = 131,8 * 4,12 = 543,02 \text{ Н*м}$$

$$M_{\text{к вых5- IV}} = 131,8 * 1,0 = 131,8 \text{ Н*м}$$

Результаты вычислений сведём в таблицу 1.

Таблица 1

Результаты расчетов скорости и крутящего момента при различных передачах коробки передач, на ведущих колесах

Параметры	Единицы измерен.	$n_1=800$ об/мин	$n_2=1600$ об/мин	$n_3=2400$ об/мин	$n_4=3200$ об/мин	$n_N=4000$ об/мин
V_{1-1}	м/с	1,41	2,82	4,23	5,64	7,05
V_{2-1}	м/с	2,2	4,4	6,6	8,8	11
V_{3-1}	м/с	3,68	7,35	11	14,7	18,39
V_{4-1}	м/с	5,8	11,6	17,4	23,2	29
V_{1-2}	м/с	0,73	1,45	2,18	2,9	3,63
V_{2-2}	м/с	1,13	2,27	3,4	4,54	5,67
V_{3-2}	м/с	1,9	3,79	5,69	7,58	9,48
V_{4-2}	м/с	3	6	9	12	15
M_{1-1}	Н*м	2903,5	3112	3112	2901	2509
M_{1-2}	Н*м	1861,9	1991	1991	1860	1605
M_{1-3}	Н*м	1101	1177,2	1177,2	1099	948,9
M_{1-4}	Н*м	705,3	754	754	703,2	608
M_{1-2}	Н*м	5636,5	6027	6027	5634	4859
M_{2-2}	Н*м	3612	3863	3863	3610	3114
M_{3-2}	Н*м	2135,7	2310	2310	2133,5	1862
M_{4-2}	Н*м	1368	1463	1463	1366,1	1179

По полученным данным вычислений построим графики зависимости крутящего момента на ведущих колёсах от скорости автомобиля на рисунках 1 и 2.

Крутящий момент на выходе из коробки передач для главной передачи вычислим по формуле 1.6:

$$M_{\text{к вых гп}} = 152,9 * 5,125 = 783,6 \text{ (Н*м)}$$

$$M_{\text{к вых гп}} = 152,9 * 5,125 = 783,6 \text{ (Н*м)}$$

$$M_{\text{к вых гп}} = 152,9 * 5,125 = 783,6 \text{ (Н*м)}$$

$$M_{\text{к вых гп}} = 152,9 * 5,125 = 783,6 \text{ (Н*м)}$$

а при использовании передачи раздаточной коробки:

$$M_{\text{к вых-1}} = 152,9 * 5,125 * 1,94 = 1520,2 \text{ (Н*м)}$$

Частоту вращения коленчатого вала двигателя на выходном валу коробки передач вычисляем по формуле 1.7:

Результаты вычислений занесем в таблицу 2.

Таблица 2

Результаты вычислений частоты вращения коленчатого вала двигателя на выходном валу коробки передач

Параметры	Единицы измерений	$n_1=800$ об/мин	$n_2=1600$ об/мин	$n_3=2400$ об/мин	$n_4=3200$ об/мин	$n_N=4000$ об/мин
$n_{\text{вых I}}$	об/мин	194,2	388,3	582,5	776,8	971
$n_{\text{вых II}}$	об/мин	303	606	909,1	1212,1	1515,2
$n_{\text{вых III}}$	об/мин	506,3	1012,6	1518,9	2025,3	2531,6
$n_{\text{вых IV}}$	об/мин	800	1600	2400	3200	4000



Рисунок 1. График зависимости крутящего момента на ведущих колёсах от скорости автомобиля (без включения демультипликатора).

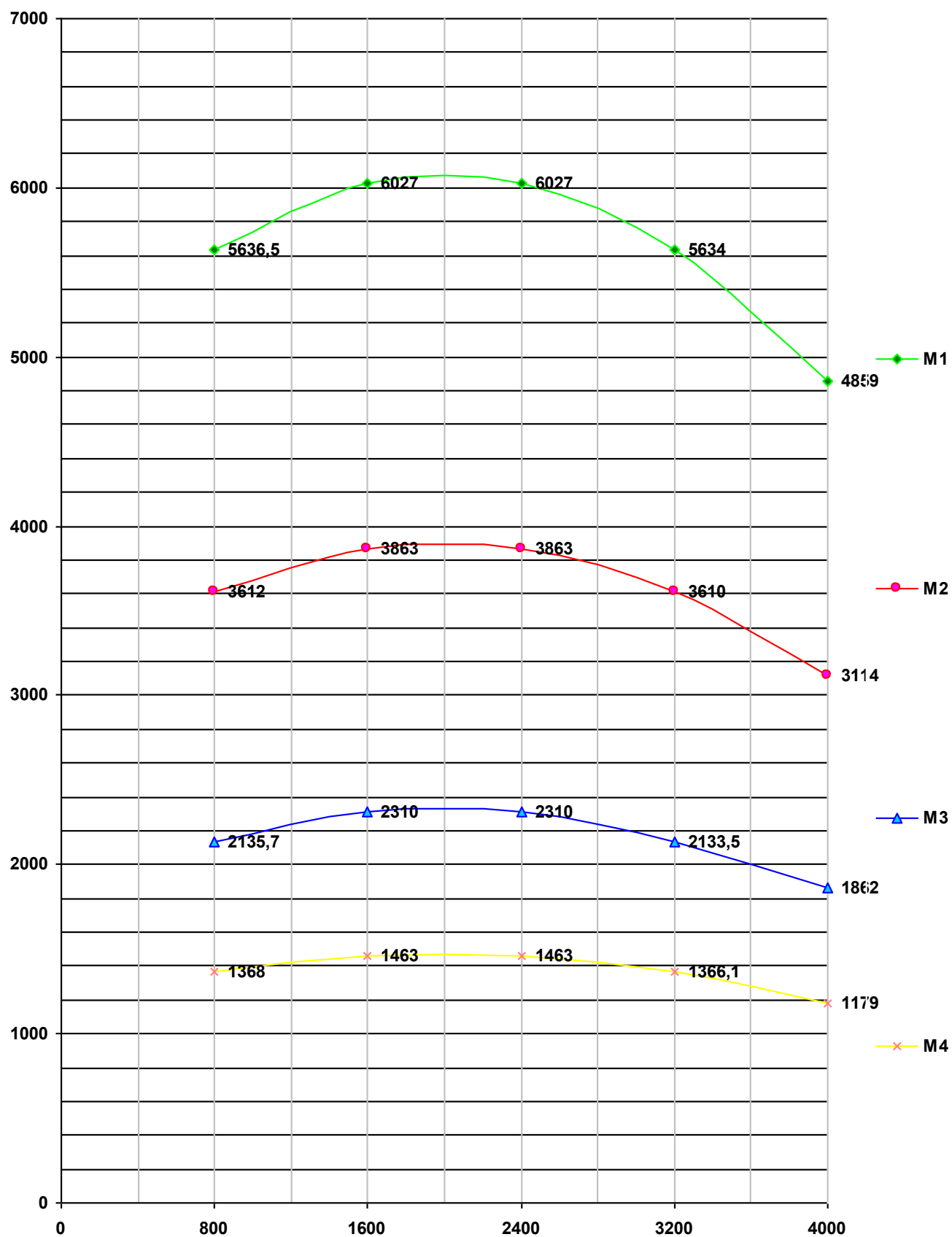


Рисунок 2. График зависимости крутящего момента на ведущих колёсах от скорости автомобиля (при включенном демультипликаторе).

По полученным данным строим график зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя от передаточного числа коробки передач на выходном валу коробки передач на рисунке 3.



Рисунок 3. График зависимости частоты вращения коленчатого вала двигателя от передаточного числа коробки передач на выходном валу коробки передач.

Крутящий момент на выходном валу коробки передач для каждой передачи при полученных значениях крутящего момента двигателя M_{ex} по формуле 1.8:

$$M_{кп I-1} = 152,9 \cdot 4,12 = 629,9 \text{ Нм}$$

$$M_{кп IV-1} = 152,9 \cdot 1,0 = 152,9 \text{ Нм}$$

$$M_{кп I-5} = 131,8 \cdot 4,12 = 543 \text{ Нм}$$

$$M_{кп IV-5} = 131,8 \cdot 1,0 = 131,8 \text{ Нм}$$

Результаты вычислений занесём в таблицу 3.

Таблица 3

Результаты вычислений крутящего момента на выходном валу коробки передач

Параметры	Единицы измерений	$n_1=800$ об/мин	$n_2=1600$ об/мин	$n_3=2400$ об/мин	$n_4=3200$ об/мин	$n_N=4000$ об/мин
$M_{кп I}$	Н * м	629,9	673,6	673,6	629,5	543
$M_{кп II}$	Н * м	403,7	431,6	431,6	403,4	347,9
$M_{кп III}$	Н * м	241,6	258,3	258,3	241,3	208,2
$M_{кп IV}$	Н * м	152,9	163,5	163,5	152,8	131,8

По полученным результатам строим график изменения крутящего момента на выходном валу коробки передач на рисунке 4.



Рисунок 4. График изменения крутящего момента на выходном валу коробки передач.

Контрольные вопросы:

1. По какой зависимости определяется крутящий момент ведущего моста?
2. Приведите формулу определения крутящего момента на выходе из коробки передач?
3. Как определяется скоростная характеристика агрегатов трансмиссии?
4. По какой зависимости определяется частота вращения коленчатого вала двигателя на выходном валу коробки передач?
5. Как определяется крутящий момент на выходе из коробки передач для главной передачи?

Практическое занятие №2

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ЛОКОМОТИВА С ГИДРОПЕРЕДАЧЕЙ (4 ч.)

Цель занятия: обосновать основные технические параметры локомотива с гидропередачей при проектировании.

1. Методика расчета

Для того чтобы рассчитать тягово-экономические характеристики локомотива с гидропередачей, необходимо построить совмещённые характеристики дизеля и гидромашин, определить передаточные числа осевого и раздаточного редуктора, а в случае гидромеханической передачи – число передач коробки передач и передаточные числа на каждой передаче.

Если вал дизеля соединен непосредственно с валом насосного колеса, то $\omega = \omega_n$ и $M_n = A_{н\rho} D_a^2 \omega^2$. При установке между дизелем и гидромашинной повышающего редуктора приведенный к валу дизеля момент насосного колеса

$$M_{нд} = A_{н\rho} \frac{\omega^2}{u_{нр} \eta_{нр}} \quad (2.1)$$

Задаваясь значениями ω , по формуле (2.1) определяют соответствующие им значения $M_{нд}$ и строят кривые зависимости $M_{нд}(\omega)$. Коэффициент $A_{н\rho}$ находят по приведенной характеристике гидромашин для принятых значений передаточного отношения $i_1, i_2, \dots, i_n$ в диапазоне $i_{\min} \leq i \leq i_{\max}$.

При совместной работе дизеля и гидропередачи соблюдается условие

$$\beta_c M_e = M_{нд} \quad (2.2)$$

Совмещая кривые $\beta_c M_e(\omega)$ и $M_{нд}(\omega)$, получают искомую совмещенную характеристику дизеля и гидромашин. Точки пересечения кривых определяют момент M_e и угловую скорость со дизеля при заданном передаточном отношении гидромашин.

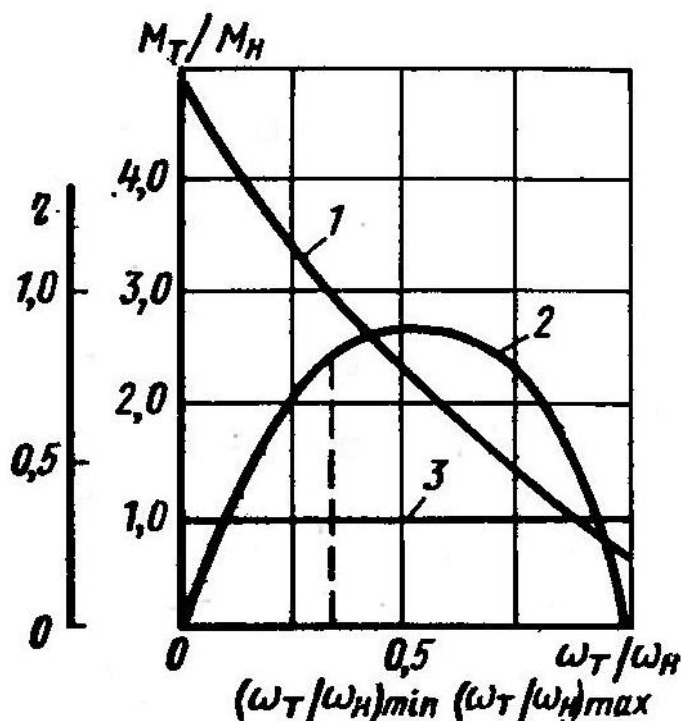
Дальнейшие расчеты выполняют по-разному для различных схем гидропередачи.

А) *Гидромеханическая передача с гидротрансформатором и коробкой передач.* В этой гидропередаче на I передаче используют гидротрансформатор в диапазоне передаточных отношений от $i_{тр} = 0$ до $i_{тр} = i_{тр \max}$. Повышение скорости движения от $v = 0$ до $v = v\omega$ соответствует возрастанию передаточного отношения гидротрансформатора от $i_{тр} = 0$ до $i_{тр} = i_{тр \min}$ (см. рисунок 5). Поскольку на последующих передачах диапазон используемых передаточных отношений выбирают в пределах от $i_{тр \min}$ до $i_{тр \max}$, то

$$\frac{v_k}{v_\infty} = \left(\frac{i_{mp \max}}{i_{mp \min}} \right)_1 \left(\frac{i_{mp \max}}{i_{mp \min}} \right)_2 \dots \left(\frac{i_{mp \max}}{i_{mp \min}} \right)_n = \left(\frac{i_{mp \max}}{i_{mp \min}} \right)^z \quad (2.3)$$

откуда число ступеней коробки передач

$$z = \frac{\lg(v_k / v_\infty)}{\lg(i_{mp \max} / i_{mp \min})} \quad (2.4)$$



1 – $M_T/M_H(\omega_T/\omega_H)$; 2 – $\eta(\omega_T/\omega_H)$; 3 – $M_H(\omega_T/\omega_H)$; 4 – $M_H/M_{HH}(\omega_T/\omega_H)$

Рисунок 5. Характеристики гидротрансформатора

Полученное по формуле (2.4) число передач коробки округляют до ближайшего наибольшего целого числа.

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза

$$u_o = \omega / \omega_k = u_{np} u_{кп} u_{pp} u_{op} u_{mp} \quad (2.5)$$

где ω_k — угловая скорость колеса тепловоза, рад/с; $u_{кп}$ — передаточное число коробки передач; $u_{тр} = 1/i_{mp}$ — передаточное число гидротрансформатора; u_{pp} , u_{op} — передаточное число соответственно раздаточного и осевого редуктора.

Передаточные числа механической части силовой передачи $u_{кп}$, u_{pp} , u_{op} определяют следующим образом.

1. Рассчитывают наибольшую угловую скорость ведущего колеса тепловоза (рад/с) по формуле

$$\omega_{k \max} = v_k / 1,8 D_k \quad (2.6)$$

где D_k — диаметр ведущего колеса по кругу катания, м.

2. Определяют общее передаточное число на последней передаче коробки

$$u_{on} = \omega_n / \omega_{k \max} = 1,8 \omega_n D_k / v_k \quad (2.7)$$

3. Находят общее передаточное число раздаточного и осевого редукторов. Обычно коробку передач конструируют таким образом, что на высшей передаче ее передаточное число $u_{кп} = 1$. При этом условии из уравнения (2.5) получают

$$u_{pp} u_{op} = u_o / u_{np} u_{mp \min} \quad (2.8)$$

где $u_{tr \min} = 1/i_{tr \max}$ – минимальное значение передаточного числа гидротрансформатора.

4. Рассчитывают скорости движения тепловоза при переходе с одной передачи на другую: $v_1, v_2, \dots, v_n$. При $v_1 = v_\infty$ и равных диапазонах передачи $v_1/v_2 = v_3/v_2 = \dots = v_{n+1}/v_n$ справедливо

$$v_k / v_\infty = v_2 / v_1 v_3 / v_2 \dots v_k / v_n = (v_{n+1} / v_n)^z \quad (2.9)$$

Отсюда диапазон передач

$$v_{n+1} / v_n = \sqrt[z]{v_k / v_\infty} \quad (2.10)$$

и скорости движения при переключении передач

$$v_2 = v_\infty v_{n+1} / v_n; \quad v_3 = v_2 v_{n+1} / v_n \text{ и т.д.} \quad (2.11)$$

5. Определяют передаточные числа передач коробки. Передаточное число n -й передачи коробки

$$u_{kn} = 1,8 \omega_n D_k / v_n u_{np} u_{pp} u_{op} u_{mp \max} \quad (2.12)$$

где $u_{mp \max} = 1/i_{mp \min}$

Значения передаточных чисел $u_{кп}$, u_{pp} и u_{op} уточняют при компоновке раздаточного и осевого редукторов и коробки передач. По уточненным значениям передаточных чисел подсчитывают действительные скорости движения тепловоза при переходе с одной ступени на другую и строят тяговую характеристику тепловоза.

Расчет гидропередачи из нескольких гидротрансформаторов аналогичен расчету передачи, состоящей из гидротрансформатора и коробки передач.

б) Гидропередачи, состоящая из гидротрансформаторов и гидромуфт. В практике применяют две схемы такой передачи: с одним пусковым гидротрансформатором и двумя гидромуфтами (гидропередачи УГП350-500 и ГП400); с двумя гидротрансформаторами и одной гидромуфтой (гидропередачи УГП750-1200). В первом случае при низких скоростях используют гидротрансформатор, при средних скоростях – первую гидромуфту, при высоких скоростях – вторую гидромуфту. Во втором случае при низких скоростях включают пусковой гидротрансформатор, при средних – маршевый, а при высоких – гидромуфту. Если обеспечить скорость тепловоза v_{n1} при переходе с I передачи на II, а скорость тепловоза v_{n2} при переходе со II передачи на III, то обычно принимают

$$v_k / v_{n2} = v_{n2} / v_{n1} = v_{n1} / v_{\infty} = 1,45 \div 1,6 \quad (2.13)$$

Значение 1,45 берут для пассажирских тепловозов, а 1,6 — для грузовых и маневровых.

По соотношению (2.13) определяют скорости при переходе с одной передачи на другую, а по формулам (2.8) и (2.10) — передаточные числа u_0 и $u_{pp}u_{op}$.

Тяговую характеристику локомотива строят следующим образом:

- для ряда значений передаточного отношения гидромашины, взятых в рабочей зоне ($i_{\min} \leq i \leq i_{\max}$), строят совмещенные характеристики первичного двигателя и гидромашины;

- по точкам пересечения кривых $\beta_c, M_e(\omega)$ и $M_{нд}(\omega)$ определяют момент M_e и угловую скорость ω первичного двигателя;

- по известным для каждой передачи значениям i — ω_m/ω_n , M_e и ω подсчитывают силу тяги

$$F_k = M_e u_{и} u_{мх} \eta \eta_{мх} / 0,5 D_k \quad (2.14)$$

скорость движения тепловоза

$$v = \omega_n / \omega_{k \max} = 1,8 D_k \omega / u_{и} u_{мх} \quad (2.15)$$

Мощность первичного двигателя, передаваемую гидропередаче,

$$P_e = M_e \omega \quad (2.16)$$

и КПД передачи

$$\eta_n = \eta \eta_{мх} \quad (2.17)$$

Здесь η — КПД гидромашины; $\eta_{мх}$ — КПД механической части гидропередачи; $u = 1/i$ — передаточное число гидромашины; $u_{мх}$ — передаточное число механической передачи. Для гидромеханических передач $u_{мх} = u_{np} u_{кн} u_{pp} u_{op}$; для многоциркуляционных $u_{мх} = u_{np} u_{pp} u_{op}$.

КПД $\eta_{мх}$ определяют как произведение КПД находящихся; одновременно в зацеплении всех пар зубчатых колес (включая' повышающий редуктор) и КПД карданной (или спарниковой) передачи. Рекомендуется принимать для одной пары цилиндрических зубчатых колес $\eta_{ц} = 0,984-0,995$; для одной пары конических зубчатых колес $\eta_{к} = 0,95 \div 0,98$ и для спарниковой или карданной передачи $\eta_{сп} = 0,98 \div 0,99$. Взяв таким образом несколько значений для каждой передачи гидропередачи и нанося их в координатах F_k и v , строят графики силы тяги $F_k(v)$ в зоне ограничения по мощности дизеля.

2. Пример

Определить основные параметры и рассчитать тяговую характеристику гидропередачи.

Исходные данные: мощность дизеля $P_{ен} = 885$ кВт; коэффициент свободной мощности дизеля $\beta_c = 0,92$; угловая скорость вала дизеля $\omega_n = 104,5$ рад/с; диаметр ведущих колес $D_k = 1,05$ м; режим работы тепловоза — маневровый; наибольшая скорость движения v_k — 40 км/ч.

Используем трехциркуляционную унифицированную гидropередачу УГП1200 (см. рисунок 6), состоящую из двух гидротрансформаторов ТО6 ($D_a = 0,642$ м) и одной гидромufты М58 ($D_a = 0,58$ м). Передаточные отношения гидромашин $i_{тр\ max} = 0,85$; $i_{тр\ min} = 0,44$; $i_{м\ max} = 0,965$.

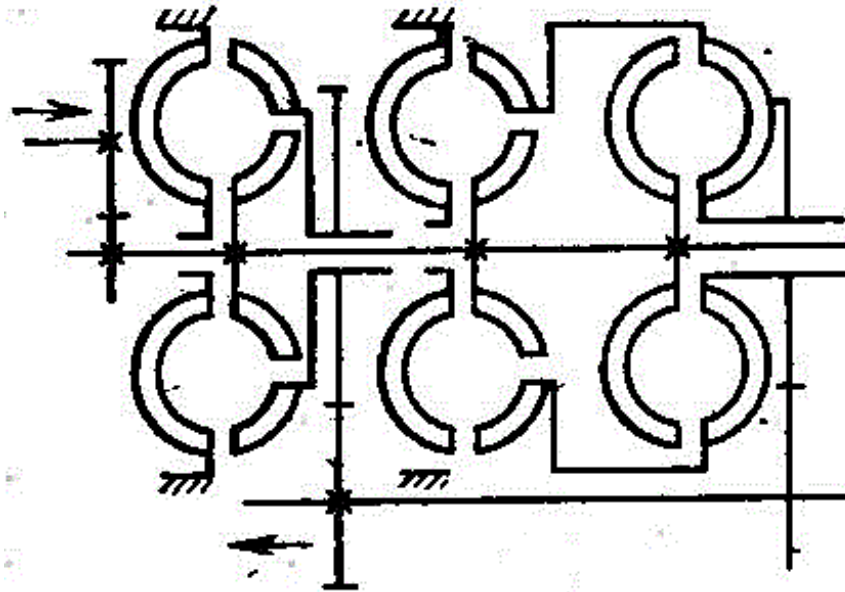


Рисунок 6. Принципиальная схема гидropередачи УГП для тепловозов ТГМ21, ТГМ23, ТГ46, ТГМ3А, ТГМ5, ТГМ6 и 217

Примем диапазон регулирования передачи 1,6 и по формуле (2.11) определим скорости движения тепловоза, при которых переключают передачи. Скорость при переходе от гидромufты на второй (маршевый) гидротрансформатор

$$v_2 = v_k / 1,6 = 40 / 1,6 = 25 \text{ км/ч}$$

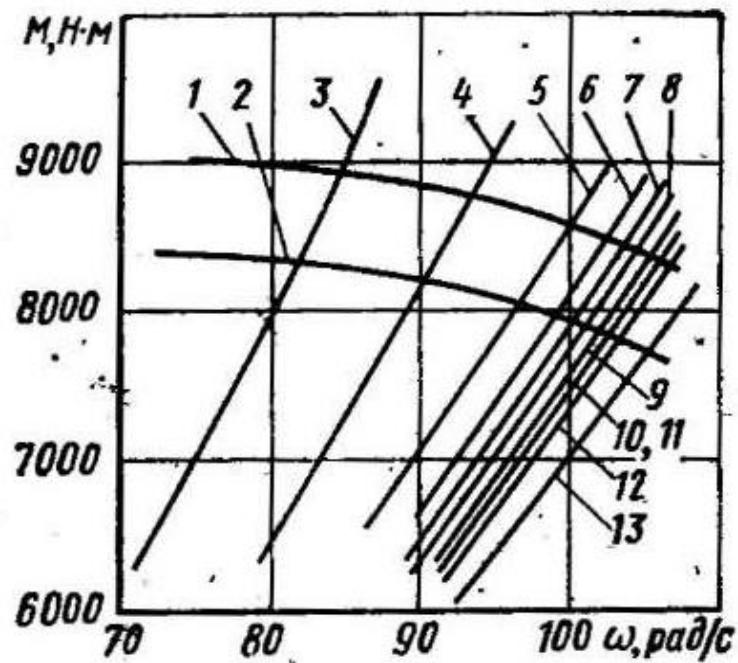
Скорость при переходе с маршевого гидротрансформатора на пусковой

$$v_1 = v_2 / 1,6 = 25 / 1,6 = 15,6 \text{ км/ч}$$

Передаточное число повышающего редуктора по формуле (2.18)

$$u_{np} = \sqrt[3]{\frac{A_H \rho \omega_H^2 D_a^2}{M_{en} \beta_c \eta_{np}}} = \sqrt[3]{\frac{0,88 \cdot 104,5^2 \cdot 0,642^5}{8450 \cdot 0,92 \cdot 0,98}} = 0,514$$

Совмещенные характеристики дизеля и гидромашин (рис. 7) строим по формуле (2.1). Значения коэффициента момента $A_H \rho$ для гидротрансформатора берем из графика (см. рис. 8), для гидромufты – из графика (см. рис. 9).



1, 2 – соответственно внешняя $M_e(\omega)$ и частичкам $\beta_c M_e(\omega)$; 3 – 5 и 13 – параболу нагружения для гидромуфты при передаточном отношении соответственно 0,95; 0,955; 0,96 и 0,965; 6 – 12 – параболы нагружения для гидротрансформатора при передаточном отношении соответственно 0,2; 0,3; 0,4; 0,48; 0,6; 0,82 и 0,7

Рисунок 7. Совмещенные характеристики дизеля и гидромашин

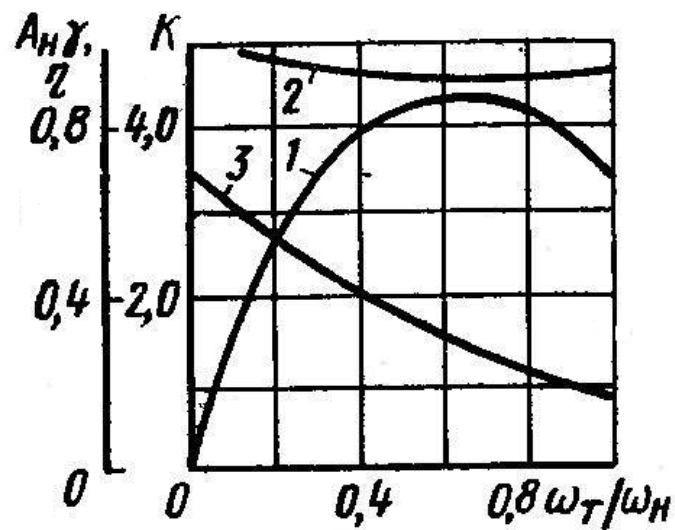


Рисунок 8. Характеристики гидротрансформатора Т06 тепловоза ТП100

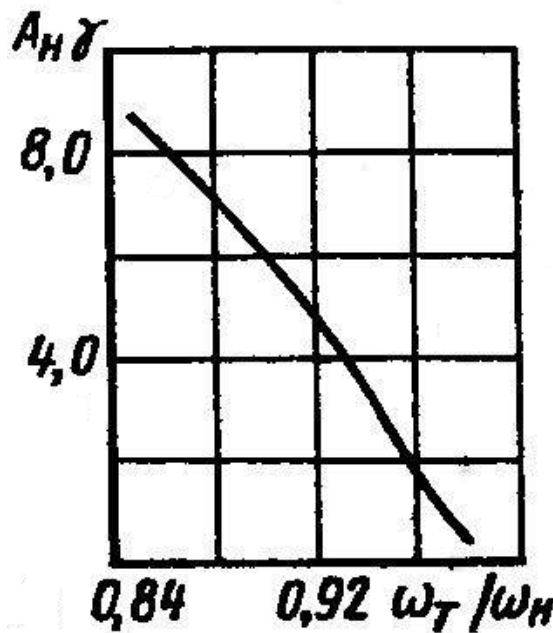


Рисунок 9. Характеристики гидромукты М58

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе с гидромуктой и $V = v_k$ из формулы (2.4)

$$u_{o2} = 1,8 \frac{104,5 \cdot 1,05}{40} = 4,93$$

Общее передаточное число механической части гидropередачи при работе на II и III передачах по формуле (2.4)

$$u_{2,мх} = 4,93/1,03 = 4,78$$

Общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе с пусковым гидротрансформатором и $V = v_1$

$$u_{o1} = 1,8 \frac{104,5 \cdot 1,05}{15,6} = 12,6$$

Общее передаточное число механической части гидropередачи при работе на I передаче

$$u_{1,мх} = 12,6/1,22 = 10,3$$

Результаты расчета тяговой характеристики тепловоза приведены в табл. 4. Силу тяги рассчитывают по формуле (2.14), скорость движения по формуле (2.15), КПД передачи по формуле (2.16). При определении КПД механической части передачи принимаем $\eta_{ц} = 0,985$, $\eta_{г} = 0,975$ и КПД карданной передачи 0,99. Значения M_e и ω определяем по графикам (рис. 5).

Таблица 4

Результаты расчета тяговой характеристик тепловоза с гидропередачей

Передачи	i	A_{np}	η	$M_e, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$\omega, \text{ рад/с}$	$\eta_{п}$	$F_K, \text{ кН}$	$v, \text{ км/ч}$
I	0,2	0,97	0,53	8100	100,0	0,49	392,0	3,7
	0,3	0,94	0,67	8000	100,7	0,62	325,0	5,9
	0,4	0,92	0,77	7970	101,7	0,715	280,0	7,45
	0,48	0,90	0,82	7900	102,6	0,76	247,0	9,5
	0,6	0,89	0,86	7870	103,0	0,80	206,0	11,4
	0,7	0,88	0,85	7850	103,5	0,79	176,0	13,3
	0,82	0,69	0,82	7870	103,0	0,76	143,5	15,5
II	0,48	0,90	0,82	7900	102,6	0,76	110,5	20,5
	0,6	0,89	0,86	7870	103,0	0,80	95,5	24,5
	0,7	0,88	0,85	7850	103,5	0,79	81,5	28,6
	0,82	0,89	0,82	7870	103,0	0,76	66,5	33,5
III	0,955		0,955	8200	90,0	0,885	69,0	34,0
	0,96		0,96	8050	97,0	0,89	68,0	36,9
	0,965		0,965	7750	104,5	0,895	64,5	39,8

Контрольные вопросы:

1. По какой зависимости определяется момент насосного колеса?
2. Приведите формулу определения общего передаточного числа на последней передаче коробки?
3. Как определяется общее передаточное число от дизеля к колесам тепловоза при работе с гидромuftой?
4. По какой зависимости определяется общее передаточное число механической части гидропередачи при работе на II и III передачах?
5. Приведите формулу определения мощности первичного двигателя, передаваемую гидропередаче?

Практическое занятие № 3**ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УНИВЕРСАЛЬНОГО
4-ХОСНОГО ПОЛУВАГОНА (2 ч.)**

Цель работы: освоение практических навыков выбора основных параметров универсального 4-х осного полувагона.

Задание

Исходными данными для расчета основных технико-экономических параметров универсального 4-хосного полувагона являются осевая нагрузка $P_0 = 245 \text{ кН}$, $K_m = 0,316$, осьность вагона (число осей) – 4 и габарит – 1–ВМ.

Требуется:

- определить грузоподъемность вагона;
- определить массы кузова и вагона;
- определить объем кузова;
- определить линейные размеры;
- определить статическую и погонную нагрузку.

Решение

3.1 Грузоподъемность вагона

Грузоподъемность вагона определяется как:

$$P = \frac{P_0 \cdot m_0}{(1 + K_m) \cdot g}, \text{ т} \quad (3.1)$$

где P_0 – осевая нагрузка, $P_0 = 245$ кН;
 m_0 – число осей вагона, $m_0 = 4$;
 K_m – коэффициент тары, $K_m = 0,316$;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

$$P = \frac{245 \cdot 4}{(1 + 0,316) \cdot 9,81} = 75,6 \approx 76 \text{ т.}$$

3.2 Массы кузова и вагона

Масса вагона определяется по формуле:

$$T = K_m \cdot P, \text{ т} \quad (3.2)$$

$$T = 0,316 \cdot 76 = 24 \text{ т.}$$

Масса брутто вагона:

$$m_{\text{бр}} = P + T, \text{ т} \quad (3.3)$$

$$m_{\text{бр}} = 76 + 24 = 100 \text{ т.}$$

Масса брутто кузова:

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = m_{\text{бр}} - 2 \cdot m_m, \text{ т} \quad (3.4)$$

где m_m – масса тележки.

Для вагона с осевой нагрузкой 245 кН принимается тележка модели 18–131 или 18–755 массой $m_m = 5,03 \approx 5$ т.

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = 100 - 2 \cdot 5 = 90 \text{ т.}$$

Масса кузова:

$$m_{\text{кз}} = T - 2m_m - m_a - m_{\text{мо}}, \text{ т} \quad (3.5)$$

где m_a – масса автосцепного устройства, $m_a = 1,2$ т;
 $m_{\text{мо}}$ – масса тормозного оборудования, $m_{\text{мо}} = 0,50$ т.

$$\delta_{\text{сг}} = 24 - 2 \cdot 5 - 1,2 - 0,5 = 12,3 \text{ т.}$$

3.3 Объем кузова

Объем кузова определяется из выражения:

$$V = V_{\text{уд}}^{\text{опт}} \cdot P, \text{ м}^3 \quad (3.6)$$

где $V_{\text{уд}}^{\text{опт}}$ — оптимальный удельный объем кузова вагона.

Величина $V_{\text{уд}}^{\text{опт}}$ для 4-хосных полувагонов равна 1,12.

$$V = 1,12 \cdot 76 = 85,12 \approx 85 \text{ м}^3.$$

3.4 Линейные размеры

С целью использования в рассчитываемом полувагоне типовых крышек люков внутренние ширину $2B_{\text{в}}$ и длину $2L_{\text{в}}$ кузова, в также длину рамы $2L_p$ и базу $2l$ вагона принимаем равными соответствующим размерам типового 4-хосного полувагона (модель 12–757), т.е. $2B_{\text{в}} = 2,968 \text{ м}$; (для полувагонов с глухими торцевыми стенами); $2L_p = 12,800 \text{ м}$, $2l = 8,670 \text{ м}$.

Внутренняя высота кузова:

$$H_{\text{в}} = \frac{V}{2B_{\text{в}} \cdot 2L_{\text{в}}}, \text{ м} \quad (3.7)$$

$$H_{\text{в}} = \frac{85}{2,968 \cdot 12,800} = 2,237 \text{ м.}$$

Полученная величина $H_{\text{в}}$ сравнивается с максимальной возможной $H_{\text{в}}^{\text{max}}$ для заданного габарита. Если выполняется условие $H_{\text{в}} \leq H_{\text{в}}^{\text{max}}$, то полученный размер $H_{\text{в}}$ принимается за окончательный. Если указанное условие не выполняется, то, приняв $H_{\text{в}} = H_{\text{в}}^{\text{max}}$, необходимо скорректировать V , P_{max} и P_0 или перейти к другому габариту с необходимым значением $H_{\text{в}}^{\text{max}}$. Для габарита 1–ВМ $H_{\text{в}}^{\text{max}} = 2,400 \text{ м}$, т.е. указанное выше условие выполняется и расчетное значение $H_{\text{в}}$ принимается за окончательное.

Наружная ширина кузова:

$$2B_{\text{н}} = 2B_{\text{в}} + 2\Delta_{\text{б}}, \text{ м} \quad (3.8)$$

где $\Delta_{\text{б}}$ — расстояние от внутренней поверхности боковой стены до наиболее выступающей части наружной ее поверхности.

Для полувагона $\Delta_{\text{б}} = 0,126 \text{ м}$.

$$2B_{\text{н}} = 2,968 + 2 \cdot 0,126 = 3,22 \text{ м.}$$

Длина консольной части:

$$l_{\kappa} = \frac{2L_p - 2l}{2}, \text{ м} \quad (3.9)$$

$$l_{\kappa} = \frac{12,800 - 8,670}{2} = 2,065 \text{ м.}$$

Длина вагона по осям сцепления автосцепок:

$$2L_{об} = 2L_p + 2\Delta_a, \text{ м} \quad (3.10)$$

где Δ_a – вылет автосцепки, $\Delta_a = 0,56$ м.

$$2L_{об} = 12,800 + 2 \cdot 0,56 = 13,92 \text{ м.}$$

3.5 Статическая и погонная нагрузка

Статическая нагрузка на вагон:

$$P_{cm} = P \cdot \bar{\lambda} \cdot g, \text{ кН} \quad (3.11)$$

где $\bar{\lambda}$ – средний коэффициент использования грузоподъемности, $\bar{\lambda} = 0,93$.

$$P_{cm} = 76 \cdot 0,93 \cdot 9,81 = 693,3 \text{ кН.}$$

Погонная нагрузка:

– нетто:

$$q_n = \frac{P \cdot g}{2L_{об}}, \text{ кН/м} \quad (3.12)$$

$$q_n = \frac{76 \cdot 9,81}{13,92} = 53,56 \text{ кН/м;}$$

– брутто:

$$q_{\text{бп}} = \frac{m \cdot g}{2L_{об}}, \text{ кН/м} \quad (3.13)$$

$$q_{\text{бп}} = \frac{100 \cdot 9,81}{13,92} = 70,47 \text{ кН/м.}$$

Контрольные вопросы:

1. По какой зависимости определяется грузоподъемность вагона?
2. Приведите формулу определения массы кузова вагона.
3. Как определяется объем кузова вагона?
4. По какой зависимости определяется длина вагона?
5. Как определяется нагрузка на вагон?

Практическое занятие № 4

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА (2 ч.)

Цель работы: освоение практических навыков выбора основных параметров пассажирского вагона.

Задание

Исходными данными для расчета основных технико-экономических параметров пассажирского купейного вагона являются длина 26,5 м, кузов выполнен из нержавеющей стали 12Х18НЮТ (нижний пояс) и низколегированной стали 09Г2Д (верхний пояс), конструкционная скорость вагона составляет 45 м/с (160 км/ч).

Требуется:

- разработать планировку вагона;
- определить населенность;

Решение

4.1 Планировка вагона

В соответствии с заданием наружная длина вагона равна 26,5 м. Согласно паспортным данным вагон указанной длины имеет размеры:

- длину по осям сцепления автосцепок – 27,43 м;
- базу – 19 м;
- длину консольной части – 3,75 м;
- наружную ширину – 3,05 м;
- внутреннюю ширину – 2,826 м;
- высоту внутри салона от пола до потолка – 2,923 м;
- полную высоту – 4,377 м.

Минимальные размеры внутренней планировки и оборудования пассажирских вагонов определены Нормами и составляют, мм:

- ширина помещений:
 - купе четырехместного – 1777;
 - купе двухместного – 1350;
 - отделения для проводника – 1230;
 - туалета – 900;
 - отделения отопления – 900;
 - тамбура – 840;
- ширина продольных проходов в вагонах:
 - купейных – 750;
 - спальных открытого типа – 560;
 - междоугольного сообщения – 600;
- ширина проемов дверей:
 - тамбурной створчатой боковой – 700;
 - то же торцевой задвижной – 700;
 - створчатой из тамбура в пассажирское помещение – 640;
 - задвижной в купе – 600;
 - створчатых в коридорах, купе, служебных отделениях, туалетах – 560;

- высота створчатых и задвижных дверей – 1900;
- ширина диванов и кресел в вагонах:
 - жестких – 580;
 - мягких – 600;
 - междоугольного сообщения – 470;
 - ширина подъемной полки – 570;
- ширина спального места в вагонах:
 - купейных – 1820;
 - открытого типа – 1700;
- расстояния:
 - от пола до сидения диванов – 340;
 - от сидения диванов до нижней части подъемной полки в рабочем состоянии – 920;
 - между креслами вагонов междоугольного сообщения (шаг) – 975;
 - между диванами – 610;
- размеры багажных полок:
 - ширина – 580;
 - высота от пола – 2000.

Руководствуясь указанными нормативами, студент делает планировку вагона и оформляет это либо рисунком в записке, либо видом на чертеже.

4.2 Населенность

Согласно планировке вагон длиной 26,5 м имеет 10 купе по 4 места, следовательно, его населенность составляет 40 мест для пассажиров и 2 места в отделении для отдыха проводников.

4.3 Массы кузова и вагона

Купейные вагоны длиной 26,5 м, выполненные из низколегированных и углеродистых сталей, поставляемых ранее по импорту, имели массу 58,4 т. ОАО «Тверской вагоностроительный завод» выпускает спальные некупейные вагоны длиной 23,6 м из тех же сталей, но планирует перейти на изготовление кузовов из нержавеющей и низколегированных сталей. Если заложить эти материалы в удлиненные вагоны, то его масса снизится с 58,4 до 57,6 т, а при замене углеродистых сталей на низколегированные в рамах и надрессорных балках тележек и внедрении пустотелых осей в колесных парах масса вагона снизится до 57 т. Поэтому студент должен сам решить, какие из изменений в материалы и конструкцию он считает необходимым внести и на основании этого принять окончательное решение о массе проектируемого вагона.

Принимаем массу тары вагона T равной 57 т.

Масса брутто вагона:

$$m_{\text{бр}} = T + n \cdot m_{\text{нас}}, \text{ т} \quad (4.1)$$

где T – масса тары, $T = 57$ т;
 n – расчетная населенность вагона, $n = 42$;
 $m_{\text{нас}}$ – средняя масса одного пассажира с багажом.

Для вагонов дальнего следования $m_{\text{нас}} = 0,1$ т.
 $m_{\text{бр}} = 57 + 42 \cdot 0,1 = 61,2$ т.

Масса брутто кузова:

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = m_{\text{бр}} - 2 \cdot m_m, \text{ т} \quad (4.2)$$

где m_m — масса тележки, т.

Масса тележки ТВЗ–ЦНИИМ 7,2 т.

$$m_{\text{бр}}^{\text{кз}} = 61,2 - 2 \cdot 7,2 = 46,8 \text{ т};$$

Контрольные вопросы:

1. По какой зависимости определяется грузоподъемность пассажирского вагона?
2. Приведите формулу определения массы кузова пассажирского вагона.
3. Как определяется масса брутто вагона?
4. По какой зависимости определяется масса брутто кузова?
5. Приведите формулу определения массы тележки вагона.

Практическое занятие №5

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА (2 ч.)

Обычно проектирование гидропривода начинается с подбора гидродвигателей (гидроцилиндров и гидромоторов) для обеспечения параметров исполнительных органов. Затем определяются, распределяются распределительные устройства (клапаны и распределители) для выполнения различных режимов работы. Далее, с учетом потерь в трубопроводах (гидравлических рукавах и т.д.) определяются необходимое количество и параметры насосов.

Расчет гидроцилиндра

Рассмотрим самый распространенный вариант дроссельного регулирования (рисунок 4) скорости перемещения штока гидроцилиндра путем последовательной установки дросселя регулятора потока и гидродвигателя. При расчете необходимо определить следующие параметры: диаметры поршня и штока, ход, а также расход рабочей жидкости, поступающей из насоса.

По параметрам исполнительного механизма рабочего органа задается усилие, действующее вдоль штока, P (Н) и скорость перемещения, $\mathcal{Q}$ (м/с).

В путевых машинах давление в гидросистеме задается 10÷25 МПа в зависимости от возможностей всех гидравлических устройств, входящих в гидропривод. Усилие, действующее вдоль штока, определяется следующим образом:

$$P_n = pF\eta_m 10^6 \quad (5.1)$$

где p — перепад давлений в гидроцилиндре, МПа: $p = p_1 - p_2$, здесь p_1 — давление в нагнетательной полости гидроцилиндра, в которую поступает рабочая жидкость от насоса; p_2 — давление в сливной полости гидроцилиндра, которая соединена со сливной магистралью, МПа ($\delta_2 = 0,2 - 0,9$ МПа);

F – рабочая площадь поршня, м^2 : $F = \pi \frac{D^2}{4}$ (поршневая полость) или

$F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ (штоковая полость), где

D – диаметр поршня, м ;

10^6 – для перевода МПа в Па ;

η_M – механический к.п.д. гидроцилиндра ($\eta_M = 0,97 - 0,85$);

d – диаметр штока, м : $d = (0,3 - 0,7)D$.

Диаметр поршня, м :

$$D = \sqrt{\frac{4P_n}{\pi p \eta_M 10^6}}; \quad D = \sqrt{\left(\frac{4P_n}{\pi p \eta_M 10^6} + d^2\right)}.$$

$$\text{Из формулы (5.1) } F = \frac{P_M}{p \eta 10^6}. \quad (5.2)$$

Толщина стенки цилиндра, м :

$$\delta = \frac{D_n}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_h] + p_p}{[\sigma_p] - p_p}} - 1, \quad (5.3)$$

где p_p – расчетное давление, МПа : $p_p = 1,23 p_{\max}$;

σ_p – допускаемое напряжение материала цилиндра на растяжение, Па ;

D_n – наружный диаметр цилиндра.

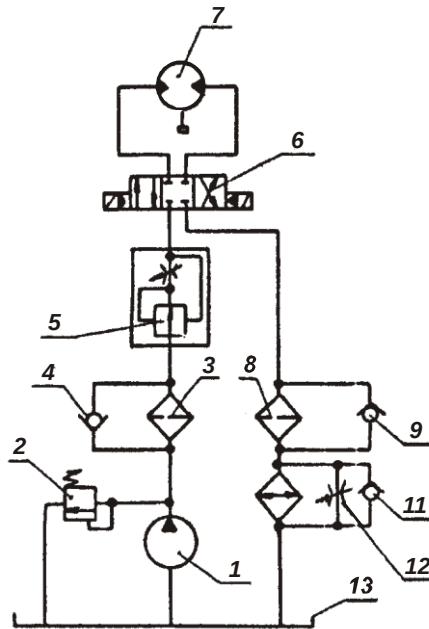
Зная скорость движения каждого гидроцилиндра $\mathcal{G}$, находят расход рабочей жидкости Q , в $\text{м}^3/\text{с}$ в данном i -м цилиндре

$$Q_i = F_n \mathcal{G}_i = \frac{\pi}{4} D^2 \mathcal{G}, \quad (5.4)$$

где F_n – площадь поршня, м^2 ;

D – диаметр цилиндра, м ;

$\mathcal{G}$ – задаваемая скорость штока, $\text{м}/\text{с}$.



1–насос; 2–клапан предохранительный; 3– фильтр напорный; 4– клапан предохранительный; 5–регулятор тока; 6–гидрораспределитель; 7–гидромотор; 8–фильтр сливной; 9–клапан предохранительный; 10–теплообменник; 11–клапан предохранительный; 12–дрессельный регулятор потока; 13–бак.

Рисунок 10. Гидропривод с дроссельным регулированием

Общий расход одновременно работающих цилиндров равен:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q, \quad (5.5)$$

где n – число одновременно работающих цилиндров.
Необходимая для работы подача насоса, $м^3/с$,

$$Q_n = \frac{Q}{\eta_0 \eta_{oc}} k, \quad (5.6)$$

где η_0 – объемный К.П.Д. насоса ($\eta_0 = 0,85 - 0,97$ – в зависимости от типа);

η_{oc} – объемный К.П.Д. силового цилиндра ($\eta_{oc} \cong 0,96$);

k – коэффициент, учитывающий потери в элементах системы: переливных золотниках, распределителях и т.п. ($k \cong 1,02$).

Подбираем стандартное значение диаметра $D_{ц}$ гидроцилиндра по следующим стандартным внутренним диаметрам: 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 180, 200, 220 мм (ГОСТ 8734-75).

По полученным значениям выбираем стандартные значения диаметра штока. По стандарту принимаются следующие значения диаметров штока: 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180 мм.

Расчет гидромотора

Если в качестве силового элемента используют гидромотор, то задают (или рассчитывают) крутящий момент M и частоту вращения n . Момент M в $H\cdot m$ выражается через параметры потока жидкости, учитывая выбор давления в гидросистеме в зависимости от возможностей элементов, входящих в гидропривод:

$$M = \frac{pq_M}{2\pi} \eta_M = \frac{pQ\eta_d}{2\pi} = 0,159q_M p \eta_M, \quad (5.7)$$

где p – давление, $МПа$;

q_M – рабочий объем (объемная постоянная), $м^3$;

Q – расход жидкости, $м^3/с$;

η_d – полный или общий к.п.д. гидромотора ($\eta_d = \eta_0 \eta_M$);

η_0, η_M – объемный и механический к.п.д. ($\eta_d \cong 0,9$);

n – частота вращения вала гидромотора.

Необходимая для работы гидромотора подача насоса, $м^3/с$:

$$Q_{нас} = Q / \eta_0, \quad (5.8)$$

где η_0 – объемный к.п.д. двигателя ($\eta_0 = 0,88 - 0,95$);

Мощность, развиваемая гидромотором, $кВт$:

$$N_d = \frac{M_d n}{1000}. \quad (5.9)$$

Расчет распределителя

Для изменения направления движения жидкости применяют *распределители*. Наиболее распространены золотниковые распределители, так как они имеют простую конструкцию и могут работать при высоких давлениях и расходах. Их подбирают по расходу и давлению.

Диаметр основных каналов распределителя, $м$:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi g}}, \quad (5.10)$$

где Q – расход рабочей жидкости, проходящей через канал, $м^3/с$;

g – скорость движения жидкости, $м/с$ ($g = 5 - 6 м/с$).

Диаметр трубы d_T , $м$, определяется:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q}{\pi g_{ж}}}, \quad (5.11)$$

где Q – расход жидкости, $м^3/с$;

$\vartheta_{ж}$ – скорость потока жидкости, которая в магистралях принимается равной 7-1,5 м/с (для коротких трубопроводов $\vartheta = 3 - 5$ м/с, для всасывающих – не более 1,5 м/с, для сливных трубопроводов 2 м/с).

Толщина стенок трубопровода, м:

$$\delta = \frac{p_{II} d_m k}{2\sigma}, \quad (5.12)$$

где p_{II} – давление в системе при испытаниях, МПа: $p_{II} = 1,23p$ МПа;

σ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа (для стальных труб ($\sigma \cong 80$ МПа);

d_m – внутренний диаметр трубы, м;

k – коэффициент безопасности ($k \cong 2$).

Расчет теплового режима гидропривода

На тепловой режим гидропривода (обеспечение оптимальной температуры рабочей жидкости 40-50⁰С) оказывает преимущественное влияние объем бака, так как его стенки рассеивают большую часть выделяемого тепла. Причиной разогрева масла являются потери мощности в гидросистеме. Количество выделяемого тепла зависит от потерь мощности в гидросистеме:

$$\theta = N_n 860k_B; \quad N_n = \frac{pQ}{60}(1 - \eta), \quad (5.13)$$

где p – рабочее давление, МПа;

η – к.п.д. привода.

Превышение установившейся температуры рабочей жидкости в баке, ⁰С над температурой окружающей среды

$$\Delta t = \frac{N_{ПOM}}{kF} 10^7. \quad (5.14)$$

где k – коэффициент теплопередачи от бака к окружающему воздуху; при отсутствии интенсивной циркуляции воздуха вблизи стенок бака $k = 7,5$ Вт/(м²·⁰С); при обдуве бака струей воздуха $k = 23$ Вт/(м²·⁰С);

F – расчетная площадь поверхности бака, см².

Объем бака V_6 , м³, гидросистемы зависит от количества выделяемого тепла, ккал/ч, температуры окружающей среды t , ⁰С, допускаемой температуры нагрева масла t_2 , ⁰С

$$V_6 = \frac{1}{10^3} \sqrt[3]{\left(\frac{\theta}{t_2 - t_1}\right)^3}. \quad (5.15)$$

Для практических расчетов, применяя упрощенную формулу $F = 640 \sqrt[3]{V^2}$ определим объем, м³, масла в баке

$$V = 27 \sqrt{(N_{\text{ном}} / \Delta t)^3}. \quad (5.16)$$

Если принять $\Delta t = 35^\circ \text{C}$, можно определить необходимый объем масла в баке в зависимости от потерь мощности в гидроприводе. Значительно уменьшить объем можно за счет применения воздушных или водяных теплообменников, в которых коэффициент k может увеличиваться в 7-10 раз. Для улучшения теплопередачи рекомендуется выполнить наружные стенки бака с ребрами, значительно увеличивающими поверхность теплопередачи, всасывающей и сливной трубопроводы располагать дальше друг от друга и разделять всасывающий и сливной отсеки перегородкой высотой, равной $\sim 2/3$ от минимального уровня масла. Такое подключение гидросистемы улучшает условия теплоотвода, так как возрастает площадь теплоотдающей поверхности.

Электрический привод

Этот тип привода широко применяют на путевых машинах. Используют двигатели переменного и постоянного тока. Наиболее распространены электродвигатели переменного тока (асинхронные с короткозамкнутым ротором). Для поступательного перемещения рабочих органов путевых машин широко используют сочетание электродвигателя, редуктора (червячного, конического, цилиндрического, но чаще червячного) и винта (рисунок 11). Вал двигателя 5 соединен муфтой 4 с червяком 3, червячное колесо 2 редуктора имеет нарезку и служит одновременно гайкой винту 1.

При вращении червяка червячное колесо (гайка) вращается, а винт перемещается поступательно. Такой привод установлен на электробалластерах, выправочно-подбивочно-отделочных машинах ВПО-3000, щебнеочистительных машинах и т.п. Его достоинства – простота, надежность, реверсивность, компактность при большой точности перемещений, а также автоматизация управления рабочим органом. Недостатки – большие потери на трение и низкий К.П.Д., невозможность применения при больших скоростях перемещения. При проектировании привода с винтовым механизмом обычно задают или находят осевую силу P , действующую по оси винта от рабочего органа, и скорость винта u (скорость перемещения рабочего органа). Расчет заключается в определении параметров винтовой пары, выборе двигателя и редуктора. Основная причина выхода из строя винтовых механизмов – износ резьбы. Из условий износостойкости находят средний диаметр резьбы d_2 .

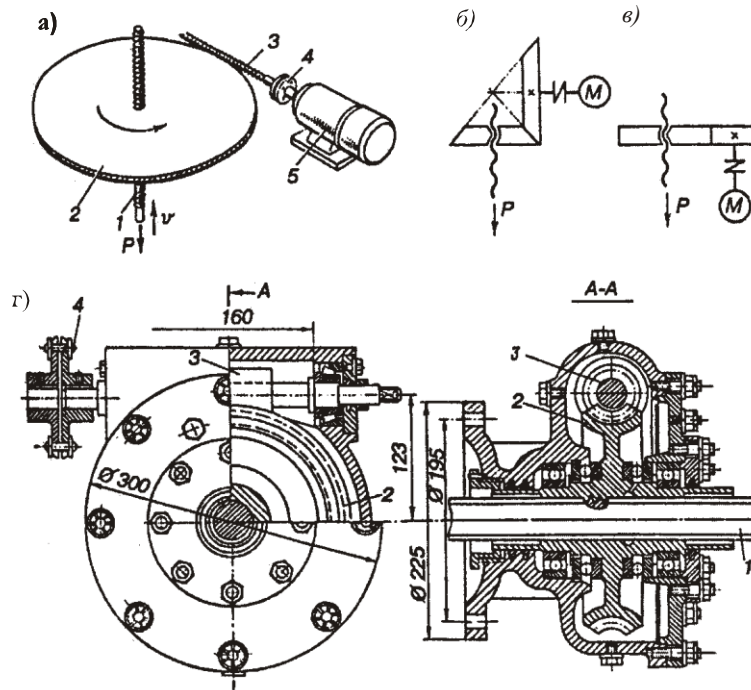


Рисунок 11. Электропривод с винтовой передачей:
а, б, в– схемы с червячным, коническим и цилиндрическим редукторами; г– конструкция с червячным редуктором; 1– винт; 2– червячный воздухозаборник; 3– червяк; 4– муфта; 5– двигатель

Осевая сила определяется:

$$P = 10^6 \pi \cdot d \cdot h \cdot z [p] \quad (5.17)$$

где $[p]$ – допускаемое давление (для стального винта и бронзовой гайки $[p] = 8,0$ ч $12,0$ МПа);

10^6 – перевод МПа в Па;

h – рабочая высота профиля резьбы (для квадратной и трапецидальной резьбы $h = 0,5s$, s – шаг резьбы, м);

z – число витков гайки: $z = H / s$, здесь H – высота гайки, м.

Обозначив $H / d = \psi$ ($\psi = 1,2 \div 2,5$), из (21) к.п.д., получим средний диаметр резьбы, м,

$$d = \sqrt{\frac{2P}{10^6 \pi \psi [p]}} \quad (5.18)$$

Зная d определяют другие параметры винта, м: диаметр внутренний d_1 , наружный диаметр d_2 , ход резьбы s_1 .

$$d_1 \cong (1,1 \div 1,125)d; \quad d_2 \cong (0,8 \div 0,83)d; \quad s_1 = z_3 s.$$

Где z_3 – число заходов.

Учитывая, что винт работает одновременно на растяжение (сжатие) и кручение, его рассчитывают на прочность из условия:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{P}{F_1 10^6}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{KP}}{10^6 W}\right)^2} = [\sigma] \quad (5.19)$$

где F_1 – площадь поперечного сечения винта ($F_1 = p d_1^2$), м²;

M_{KP} – крутящий момент на резьбе, Нм; $M_{KP} = \frac{T d_2}{2}$;

$\dot{O}$ – окружная сила на резьбе, Н: $\dot{O} = P \operatorname{tg}(\alpha + \rho^1)$, здесь α – угол подъема винтовой линии; ρ^1 – приведенный угол трения, $\operatorname{tg} \rho^1 = f \cos \beta$, где f – коэффициент трения винта и гайки (при трении стали о бронзу $f = \operatorname{tg} \rho = 0,08 \div 0,1$), здесь ρ – угол трения, β – угол заострения резьбы (для прямоугольной резьбы $\beta = 0$, $\rho^1 = \rho$); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа;

W – момент сопротивления сечения винта, м³, $W = 0,1 d_1^3$. Для самотормозящихся винтов, используемых в путевых машинах, $\alpha \leq \rho^1$, обычно $\alpha \leq 4^\circ 30'$. Винты, работающие на сжатие, проверяют на устойчивость. При $\mu l \phi (8 \div 10) d_1$, где l – наибольшая свободная длина винта, м;

μ – коэффициент длины, учитывающий характер закрепления концов винта (для рабочих органов путевых машин чаще принимают $\mu = 0,6 \div 0,71$);

d_1 – диаметр резьбы, м.

Условие устойчивости определяются по формуле:

$$n_y = \frac{P_{KP}}{P}, \quad (5.20)$$

где n_y – коэффициент запаса устойчивости ($n_y = 3 \div 4$);

P – осевая сила, Н;

P_{KP} – критическая продольная сила, Н. Сила P_{KP} определяется по формуле Эйлера, если гибкость винта из стали Ст.5 $\lambda \geq 100$, то

$$P_{KP} = 10^6 \frac{\pi^2 E \cdot l}{(\mu \cdot l)^2}, \quad (5.21)$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. А если $\lambda \leq 100$, то $P_{KP} = 10^5 \frac{d_1^2}{4} (4640 - 32,6 \lambda)$;

где $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}$ – радиус инерции $\left(i = \sqrt{\frac{I}{E_1}}\right)$;

I – момент инерции, м⁴;

E_1 – площадь сечения винта, м².

Если устойчивость не обеспечивает, то винт пересчитывают. Гайку изготавливают из антифрикционных материалов – бронзы или чугуна. Зная параметры винта, находят частоту вращения червячного колеса, мин^{-1}

$$n = \frac{60g}{s_1}, \quad (5.22)$$

где s_1 – ход резьбы, м ;

g – скорость винта, м/с ;

Мощность двигателя, кВт :

$$N = \frac{Pg}{1000\eta_B\eta}, \quad (5.23)$$

где P – осевое усилие вдоль винта, Н ;

g – скорость подъема рабочего органа, м/с ;

η_B, η – КПД червячных и винтовых пар.

Контрольные вопросы:

1. Что понимается под элементом «гидропривод».
2. Как классифицируются элементы гидромашины по степени влияния на ее работоспособность?
3. Какие законы распределения ресурса Вы знаете?
4. Сформулируйте понятия среднего ресурса, установленного ресурса, вероятности безотказной работы?

Приложение А
(обязательное)

Таблица А.1

Основные исходные данные

Вариант №	d	Δ	B	U _{кп}	U _{дп}	U _о	M _{ex}	P _{ен}	β_c	ω_n	D _к	V _к	P ₀	K _m	l
1	380	280	0,85	4,12-1,0	1,0-1,94	5,125	152,9-131,8	885	0,92	104,5	1,05	40	245	0,316	26,5
2	390	290	0,84	4,14-1,0	1,0-1,93	5,130	153,9-133,8	884	0,91	105,5	1,06	45	244	0,317	27,5
3	385	285	0,83	4,16-1,0	1,0-1,92	5,135	154,9-134,8	883	0,90	106,5	1,07	50	243	0,318	28,5
4	395	295	0,82	4,18-1,0	1,0-1,91	5,140	155,9-135,8	882	0,89	108,5	1,08	55	242	0,319	29,5
5	375	275	0,81	4,20-1,0	1,0-1,90	5,145	156,9-136,8	881	0,88	109,5	1,09	60	241	0,320	25,5
6	370	270	0,80	4,22-1,0	1,0-1,89	5,150	157,9-137,8	880	0,87	110,5	1,10	65	240	0,321	24,5
7	365	265	0,78	4,24-1,0	1,0-1,88	5,155	158,9-138,8	879	0,86	111,5	1,11	70	239	0,322	23,5
8	360	260	0,77	4,26-1,0	1,0-1,87	5,160	159,9-139,8	878	0,85	112,5	1,12	75	238	0,323	22,5
9	355	255	0,76	4,28-1,0	1,0-1,86	5,165	160,9-140,8	877	0,84	113,5	1,13	80	237	0,324	21,5
10	350	250	0,75	4,30-1,0	1,0-1,85	5,170	161,9-141,8	876	0,83	114,5	1,14	85	236	0,325	20,5
11	345	245	0,74	4,32-1,0	1,0-1,84	5,175	162,9-142,8	875	0,82	115,5	1,15	90	235	0,326	30,5
12	340	240	0,86	4,34-1,0	1,0-1,83	5,180	163,9-143,8	874	0,81	116,5	1,16	35	234	0,327	31,5
13	335	235	0,87	4,36-1,0	1,0-1,82	5,185	164,9-144,8	873	0,80	117,5	1,17	30	233	0,328	32,5
14	330	230	0,88	4,38-1,0	1,0-1,81	5,190	165,9-145,8	872	0,79	118,5	1,18	25	232	0,329	33,5
15	325	225	0,89	4,40-1,0	1,0-1,80	5,195	166,9-146,8	871	0,78	119,5	1,19	20	231	0,330	34,5
16	320	220	0,90	4,42-1,0	1,0-1,95	5,120	167,9-147,8	870	0,77	120,5	1,20	15	230	0,331	35,5
17	315	215	0,73	4,44-1,0	1,0-1,95	5,115	168,9-148,8	869	0,76	121,5	1,21	95	229	0,332	36,5
18	310	210	0,72	4,46-1,0	1,0-1,96	5,110	169,9-149,8	868	0,75	122,5	1,22	46	228	0,333	37,5
19	305	205	0,91	4,48-1,0	1,0-1,97	5,105	170,9-150,8	867	0,74	123,5	1,23	47	227	0,334	38,5
20	300	200	0,91	4,49-1,0	1,0-1,98	5,122	171,9-151,8	866	0,73	124,5	1,24	48	226	0,335	39,5

ЛИТЕРАТУРА

1. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 2000. – 240с.
2. Осипов С.И., Осипов С.С. Основы тяги поездов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 592 с.
3. Конструирование и расчет вагонов: Учебник для ВУЗов ж.-д. трансп. / Под ред. В.В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
3. Гундорова, Е.П. Технические средства железных дорог: Учебник.- М.: Маршрут, 2003.- 494 с.
4. Автомобильные транспортные средства./ Под ред.Д. П. Великанова.- М.: Транспорт, 1997.- 326 с.
5. Волков Д.П., Крикун В.Я. Строительные машины и средства малой механизации. – М.: Академия, 2006. – 480 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	3
Практическое занятие №1	
Расчет и построение характеристик трансмиссии автомобиля	4
Практическое занятие № 2	
Расчет характеристик локомотива с гидropередачей.....	13
Практическое занятие № 3	
Расчет основных параметров универсального 4-хосного полувагона	20
Практическое занятие № 4	
Расчет основных параметров пассажирского вагона	24
Практическое занятие №5	
Расчет гидропривода	26
Литература.....	36