

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

А. С. Поварехо

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для обучающихся по специальности
1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные
и колесные машины (по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2022

УДК 629.33.02 (075.8)

ББК 39.33я7

П42

Р е ц е н з е н т ы:

зав. кафедрой «Техническая эксплуатация автомобилей»
Белорусско-Российского университета,
канд. техн. наук, доцент *О. В. Билык*;
заместитель начальника УКЭР-1 по серийному производству
и трансмиссиям ОАО «МТЗ», канд. техн. наук *В. Г. Ермаленок*

Поварехо, А. С.

П42 Конструирование и расчет машин : учебно-методическое пособие для обучающихся по специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины (по направлениям)» / А. С. Поварехо. – Минск : БНТУ, 2022. – 73 с.

ISBN 978-985-583-829-7.

Учебно-методическое пособие содержит методические указания по выполнению расчетов основных узлов и агрегатов многоцелевых машин, а также 7 практических работ по дисциплине «Конструирование и расчет машин» для студентов специальности 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» (по направлениям).

Выполнение расчетных заданий позволит обучающимся получить практические навыки, лучше понять основные приемы проектных и проверочных расчетов, закрепить полученные на лекциях теоретические знания по вопросам проектирования многоцелевых колесных и гусеничных машин. В процессе выполнения приведенных в учебно-методическом пособии практических заданий студент получает навыки использования справочной литературы, закрепляет полученные ранее знания составления расчетных схем и моделирования рабочих процессов мобильных машин. При этом у обучающихся формируется комплексное представление о процессе проектирования, составляющих его этапов и последовательности их выполнения.

Пособие предназначено для студентов и аспирантов высших технических учебных заведений, будет полезна специалистам и научным работникам технического профиля.

УДК 629.33.02 (075.8)

ББК 39.33я7

ISBN 978-985-583-829-7

© Поварехо А. С., 2022

© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование машин – сложный, зачастую циклический процесс. Сложность его заключается в отсутствии полной гарантии принятия «успешных» решений. Официальная структура процесса проектирования и стадии разработки проектной документации регламентированы стандартами ГОСТ 2.103-68 и ГОСТ Р 15.201-2000.

Цель дисциплины «Конструирование и расчет машин»: предоставить обучающимся инженерные знания, необходимые для осознанного анализа конструктивного исполнения многоцелевых гусеничных и колесных машин, их узлов, агрегатов и систем, а также методики их расчета.

Большую роль в освоении материала играют практические занятия, на которых студенты осваивают основные приемы проектных и поверочных расчетов, закрепляя полученные на лекциях теоретические знания.

При этом у обучающихся формируется комплексное представление о процессе проектирования, составляющих его этапов и последовательности их реализации.

В процессе выполнения практических заданий студент получает навыки использования справочной литературы, закрепляет полученные ранее знания составления расчетных схем и моделирования рабочих процессов мобильных машин.

Для выполнения заданий, приведенных в данных методических указаниях, обучающимися должны быть освоены в рамках учебных программ такие дисциплины, как «Теоретическая механика», «Теория механизмов и машин», «Детали машин», «Теория системы “местность-машина”», «Механика материалов». Кроме того, желательно наличие навыков математического моделирования и использования САД-систем.

Методические указания могут быть полезными при выполнении курсового и дипломного проектирования, а также для подготовки магистерских выпускных работ.

Работы выполняются в приведенной в пособии последовательности, так как при выполнении последующих расчетов используются результаты, полученные в предыдущих работах.

При необходимости студенту выдаются рекомендации по выбору прототипа, расчетные схемы и чертежи элементов конструкции прототипа.

Общие требования к оформлению отчета по практическим работам:

– отчет должен быть выполнен на листах формата А4 печатным или рукописным способом;

– отчет по каждой работе должен содержать цель работы, краткие сведения о проектируемом узле, подробный расчет конструктивных параметров проектируемого объекта, результаты расчетов, сведенные в таблицы, и выводы по результатам выполнения практической работы;

– расчетные схемы и эскизы должны быть выполнены либо вручную, либо с помощью средств компьютерной графики. При необходимости возможно использование миллиметровой бумаги;

– не допускается приведение сканированных из информационных источников рисунков и схем;

– после приведения расчетных формул должны быть расшифрованы использованные в них переменные;

– для полученных в результате расчета значений обязательно должны быть представлены их размерности.

Практическая работа № 1.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАССЫ МАШИНЫ, ВЫБОР ШИН, ДВИГАТЕЛЯ И ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ

Цель работы: определение мощности двигателя, определение количества осей, подбор шин, выбор передаточного числа трансмиссии проектируемой полноприводной колесной машины (КМ) с последующим сравнением с прототипами.

Общие сведения

Исходными данными для выполнения данной практической работы являются основные эксплуатационные характеристики проектируемой машины, выдаваемые преподавателем:

- назначение машины;
- тип межосевого привода (полно-, неполноприводный);
- грузоподъемность машины $m_{гр}$;
- максимальная скорость движения V_{max} ;
- минимальная (технологическая) скорость движения V_{min} .

В процессе выполнения работы студент должен найти, как минимум, три прототипа, имеющих сходные с заданными для проектирования характеристики. Это позволит в процессе расчета сопоставлять данные и тем самым контролировать корректность расчетов.

Определяемыми в процессе выполнения работы параметрами проектируемой машины являются:

- масса машины;
- характеристики двигателя, позволяющие подобрать его для обеспечения соответствующих эксплуатационных характеристик машины;
- общее передаточное отношение трансмиссии;
- компоновка трансмиссии и ее составные узлы;
- число передач;
- общего передаточного отношения по элементам трансмиссии и передачам.

Последовательность выполнения работы

1. Выбор двигателя.

Осуществляется из условия обеспечения требуемых скоростных показателей и преодоления возникающих сопротивлений движе-

нию. Для этого необходимо задаться максимальной скоростью движения V_{\max} , эксплуатационными условиями, а также полной массой m_m машины.

1.1. Определение полной массы машины.

Если задана масса перевозимого груза, то полная масса в первом приближении может быть оценена с использованием коэффициента грузоподъемности (табл. 1.1):

$$m_m = \frac{m_{\text{гр}}}{K_{\text{гр}}},$$

где $m_{\text{гр}}$ – масса груза.

Таблица 1.1

Значения предельных скоростей движения, коэффициента грузоподъемности для полноприводных КМ

Тип автомобиля	V_{\max} , км/ч	V_{\min} , км/ч	$K_{\text{гр}}$
Легковые	80–155	4–5	0,21–0,49
Грузовые с колесной формулой: 4 × 4 и 6 × 6; 8 × 8	75–95	3–5	0,35–0,54
	60–90	2–3	0,46–0,49

1.2. Определение требуемой максимальной мощности двигателя.

Требуемая максимальная мощность $N_{\max}^{\text{треб}}$ рассчитывается, исходя из обеспечения максимальной скорости движения (уравнение мощностного баланса):

$$N_{\max}^{\text{треб}} = (P_f + P_b) \cdot V_{\max} / (\eta_{\text{тр}} \cdot K_c),$$

где P_f – сила сопротивления движению со стороны опорной поверхности, Н;

P_b – сила сопротивления воздуха, Н;

V_{\max} – максимальная скорость машины, м/с;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии на режиме движения с максимальной скоростью;

K_c – коэффициент, учитывающий потери мощности в воздухоочистителе, глушителе, радиаторе, компрессоре и вспомогательных агрегатах.

Значение коэффициента K_c можно принять в пределах 0,75–0,95.

КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ в зависимости от типа межосевого привода для механической трансмиссии можно принять в пределах:

– 0,88–0,95 для неполноприводных КМ;

– 0,80–0,90 для полноприводных КМ (меньшие значения принимаются в случае большого количества узлов трансмиссии).

Силы сопротивления движению могут быть определены как:

$$P_f = m_M \cdot g \cdot f;$$

$$P_B = C_x \cdot F \cdot q_v.$$

где C_x – коэффициент обтекаемости;

F – площадь лобового сечения;

q_v – скоростной напор.

В свою очередь

$$F = K_{\text{лоб}} \cdot B \cdot H;$$

$$q_v = \rho_v \cdot V_{\text{max}}^2,$$

где $K_{\text{лоб}}$ – коэффициент заполнения площади лобового сечения;

B – колея машины;

H – габаритная высота машины;

ρ_v – плотность воздуха.

Для нормальных атмосферных условий $\rho_v = 1,25 \text{ кг/м}^3$, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$. Для полноприводных КМ и твердых поверхностей принимаем $f = 0,02\text{--}0,03$. Значения коэффициентов обтекаемости C_x и заполнения площади $K_{\text{лоб}}$ приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Коэффициенты заполнения и обтекаемости

Тип автомобиля	C_x	$K_{\text{лоб}}$
Легковые	0,25–0,45	0,78–0,80
Грузовые	0,80–1,30	0,75–0,95
Автобусы	0,60–0,75	0,80–0,95

Значения произведения ширины колеи B на высоту H машины при отсутствии прототипа можно принять из табл. 1.3.

Таблица 1.3

Размеры площади лобового сечения

Легковые КМ		Грузовые КМ	
Рабочий объем двигателя, л	$B \cdot H, \text{ м}^2$	Грузоподъемность, т	$B \cdot H, \text{ м}^2$
< 1,2	1,4–1,9	0,5–2,0	4,2–5,7
1,2–1,8	1,6–2,1	2,0–5,0	5,2–7,5
1,8–3,5	1,9–2,3	5,0–15,0	6,9–9,0
> 3,5	2,2–2,6	> 15,0	9,0–15,0

1.3. Выбор двигателя.

После определения максимальной потребной мощности двигателя по справочникам, данным производителей или по таблицам, приведены в Приложении 1, подбираем двигатель, номинальная мощность которого $N_{e \text{ ном}} \geq N_{\text{макс}}^{\text{треб}}$ (следует выбирать двигатель с ближайшим значением мощности к расчетной).

Из характеристики двигателя находим значения максимального момента $M_{e \text{ макс}}$, частоты вращения при максимальном моменте $n_{\text{двМ}}$ и частоты вращения $n_{\text{двN}}$ при максимальной (номинальной) мощности, которые понадобятся при дальнейших расчетах.

2. Определение числа осей и выбор шин.

После подбора двигателя следующим шагом является определение числа осей и выбор шин КМ, исходя из полной массы машины и допустимой нагрузки на ось (табл. 1.4).

Количество осей машины определяется согласно выражению:

$$n_{\text{ось}} = \frac{m_{\text{м}} \cdot g}{[G_{\text{ось}}]}$$

где $[G_{\text{ось}}]$ – допустимая нагрузка на ось машины.

Ниже указаны допустимые значения полной массы автомобиля:

- с двумя осями – 18 тонн;
- с тремя осями – 25 тонн;
- с четырьмя осями – 32 тонны;
- с пятью осями – 35 тонн.

Таблица 1.4

Допустимая нагрузка на ось автомобиля

Расстояние между осями, м	Максимальная нагрузка, т (группа А)*	Максимальная нагрузка, т (группа В)*
2 и выше	10	6
1,65–2	9	5,7
1,35–1,65	8	5,5
1–1,35	7	5
Менее 1	6	4,5

*Автомобили группы «А» эксплуатируются на дорогах 1–3 категорий, группы «В» – на любых дорогах.

Расстояние между осями в первом приближении можно взять из характеристик прототипов.

Зная число осей и считая распределение массы машины по всем колесам равномерным, можно найти номинальную нагрузку на колесо и по ней подобрать соответствующую шину. В первом приближении G_k можно оценить так:

$$G_k = m_M \cdot g / (2 \cdot n_{\text{ось}}).$$

В случае особых требований к распределению нагрузки по осям расчет осуществляется аналогично с учетом предполагаемой неравномерности осевых нагрузок и возможности применения сдвоенных шин.

Для выбранной шины находим кинематический радиус, который будет использоваться в дальнейшем для определения передаточных чисел трансмиссии. В первом приближении в качестве кинематического радиуса шины можно принять ее статический радиус.

3. Определение минимального и максимального передаточного отношения трансмиссии.

После подбора двигателя и шин переходим к определению минимального u_{\min} и максимального u_{\max} передаточных отношений трансмиссии.

Расчет минимального передаточного отношения трансмиссии u_{\min} ведут исходя из обеспечения максимальной скорости V_{\max} :

$$u_{\min} = \omega_{\text{дв}N} \cdot r_{\text{к}} / V_{\max},$$

где $\omega_{\text{дв}N}$ – угловая скорость двигателя при номинальной мощности, с^{-1} ;

$r_{\text{к}}$ – кинематический радиус колеса, м.

Можно принять несколько меньшее u_{\min} по сравнению с расчетным значением, что гарантированно будет обеспечивать заданное значение максимальной скорости.

Максимальное передаточное число u_{\max} трансмиссии выбираем после сравнения трех его значений: обеспечения реализации тягово-сцепных качеств; обеспечения преодоления максимального сопротивления движению; обеспечения требуемой минимальной скорости движения.

1. Максимальное передаточное число $u_{\max\varphi}$, по условиям реализации тягово-сцепных качеств:

$$u_{\max\varphi} = \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_{\text{к}}}{M_{e \max} \cdot \eta_{\text{тр}}},$$

где $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес (составляющая полного веса приходящаяся на ведущие колеса);

φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой (принимаем $\varphi = 0,7-0,8$).

В частности, для полноприводной машины:

$$G_{\text{сц}} = m_{\text{м}} \cdot g \cdot \cos \alpha.$$

где α – угол подъема (принимаем $\alpha = 34-38^\circ$).

2. Максимальное передаточное число $u_{\max\psi}$, обеспечивающее преодоление КМ заданного максимального дорожного сопротивления f_{\max} :

$$u_{\max f} = \frac{m_M \cdot g \cdot f_{\max} \cdot r_K}{M_{e \max} \cdot \eta_{\text{тр}}}$$

При расчетах можно принять $f_{\max} = 0,58-0,64$.

При подсчете $u_{\max\phi}$ и $u_{\max\psi}$ принимают $\eta_{\text{тр}} = 0,8-0,85$ для механической трансмиссии, $0,56-0,60$ для гидромеханической трансмиссии, если гидротрансформатор используется в широком диапазоне движения на пониженной передаче в трансмиссии, и $0,8-0,85$, если он используется только для трогания с места, а затем блокируется. Для гидрообъемной трансмиссии $\eta_{\text{тр}} = 0,7-0,8$, а для электромеханической $\eta_{\text{тр}} = 0,4-0,6$.

3. Максимальное передаточное число $u_{\max v}$, обеспечивающее устойчивое движение КМ с требуемой минимальной скоростью V_{\min} :

$$u_{\max v} = \frac{\omega_{\text{дв}M} \cdot r_K}{V_{\min}}$$

Значение минимальной скорости зачастую определяется выполняемыми технологическими операциями для удобства маневрирования. Ее целесообразно принимать в пределах 2–5 км/ч, если она не задана в техническом задании.

Сначала сравнивают значения $u_{\max\phi}$, и $u_{\max f}$.

Для неполноприводных КМ зачастую, а для полноприводных всегда стремятся обеспечить реализацию максимально возможной силы тяги по сцеплению колес с дорогой и принимают $u_{\max} = u_{\max\phi}$.

Далее сравнивают значения $u_{\max\phi}$ и $u_{\max v}$ и максимальное принимают за u_{\max} .

4. Выбор кинематической схемы трансмиссии.

Выбор той или иной схемы трансмиссии при проектировании полноприводной КМ зависит от назначения машины и предъявляемых к ней требований.

Если машина в основном предназначена для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях, где проходимость является доминирующим

фактором, то лучше использовать бортовую блокированную схему трансмиссии.

Если же полноприводная КМ большую часть времени будет эксплуатироваться на хороших дорогах и будет выполняться требование о снижении эксплуатационных расходов, то целесообразнее применять мостовую дифференциальную схему и предусмотреть принудительную блокировку дифференциалов.

При проектировании трансмиссии полноприводной машины, необходимо предусмотреть установку раздаточной(-ых) коробки(-ок). Количество ступеней раздаточной коробки будет определяться общим числом передач трансмиссии.

Например, для двухосной полноприводной машины с мостовой схемой трансмиссии кинематическая схема трансмиссии будет иметь вид, приведенный на рис. 1.1.

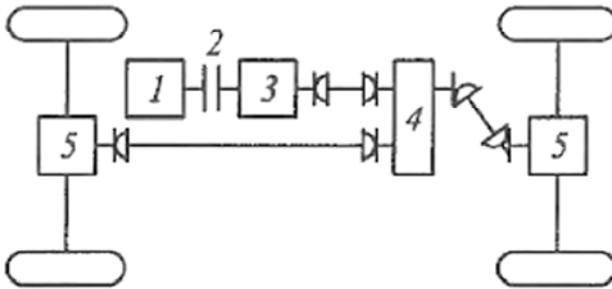


Рис. 1.1. Кинематическая схема трансмиссии:
 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач;
 4 – раздаточная коробка; 5 – главные передачи мостов

5. Определение передаточного отношения главной передачи.

Зададимся минимальными передаточными отношениями коробки передач $u_{кп.в}$ и раздаточной коробки $u_{рк.в}$. Чаще всего $u_{кп.в} \leq 1$; $u_{рк.в} = 1$.

Тогда передаточное число главной передачи, (в первом приближении можно принять $u_{кп.в} = u_{рк.в} = 1$):

$$u_{ГП} = \frac{u_{\min}}{u_{кп.в} \cdot u_{рк.в}}$$

6. Определение суммарного числа передач в трансмиссии КМ.

Приняв распределение передаточных чисел по передачам согласно закону геометрической прогрессии, можно определить диапазон трансмиссии $D_{\text{тр}}$ как:

$$D_{\text{тр}} = \frac{u_{\text{max}}}{u_{\text{min}}} = q^{n_{\Sigma}-1},$$

где q – знаменатель геометрической прогрессии;

n_{Σ} – суммарное число передач.

Значение знаменателя q ¹ геометрической прогрессии целесообразно вычислять по выражению:

$$q \leq \frac{\omega_{\text{дв}N}}{\omega_{\text{дв}M}}.$$

Отсюда суммарное число передач

$$n_{\Sigma} = 1 + \frac{\ln D_{\text{тр}}}{\ln q}.$$

Принимаем целое большее число n_{Σ} .

После окончательного выбора суммарного числа передач уточняем значение знаменателя геометрической прогрессии:

$$q = n_{\Sigma}^{-1} \sqrt[n_{\Sigma}]{D_{\text{тр}}}.$$

7. Определение требуемого числа передач в коробке передач.

Чтобы обеспечить выбранное таким образом число передач трансмиссии есть два пути: реализовать все n_{Σ} передач в одном агрегате трансмиссии либо распределить передачи по различным агрегатам.

¹ Уменьшение q и соответствующее увеличение числа передач n_{Σ} дает возможность при различных дорожных условиях и нагрузке в кузове выбрать нужную передачу, которая обеспечивает работу двигателя в зоне минимального удельного расхода топлива при условии движения КМ с максимально возможной скоростью. Это позволяет снизить расход топлива на единицу пути, пройденного КМ, однако усложняет управление трансмиссией.

Это условие согласовывается с преподавателем дополнительно по мере расчета и получения предварительных результатов.

Учитывая, что, как правило, не более трех агрегатов трансмиссии имеют число передач, отличное от единицы (коробка передач, раздаточная коробка и дополнительная коробка передач – передняя, задняя или обе вместе), приняв соответствующие значения для $n_{рк}$ и $n_{дкп}$, определяем требуемое число передач в коробке передач.

Примем число передач в раздаточной коробке $n_{рк}$, $n_{дкп}$.

Вычисляем требуемое число передач базовой коробки передач:

$$n_{кп} = \frac{n_{\Sigma}}{n_{рк} \cdot n_{дкп}}.$$

В случае коробки передач, включающей как переднюю, так и заднюю коробки передач:

$$n_{дкп} = n_{пкп} \cdot n_{зкп},$$

где $n_{пкп}$, $n_{зкп}$ – число передач в передней и задней дополнительных коробках передач соответственно.

8. Выбор передаточных чисел агрегатов трансмиссии.

Распределение передаточных отношений по передачам осуществляем с учетом корректировки знаменателя геометрической прогрессии q .

Например, в случае базовой коробки передач и двухступенчатой раздаточной коробки имеем два варианта.

8.1. *Первый вариант* – диапазон раздаточной коробки перекрывает диапазон базовой коробки передач.

$$u_{кп1} = u_{кп.в} \cdot q^{n_{кп}-1};$$

$$u_{кп2} = u_{кп.в} \cdot q^{n_{кп}-2};$$

...

$$u_{кпi} = u_{кп.в} \cdot q^{n_{кп}-i}.$$

Диапазон базовой коробки передач:

$$D_{\text{кп}} = \frac{u_{\text{кп.н}}}{u_{\text{кп.в}}} = q^{n_{\text{кп}}-1}.$$

Знаменатель геометрической прогрессии раздаточной коробки:

$$q_{\text{рк}} = D_{\text{кп}} \cdot q = q^{n_{\text{кп}}}.$$

Передаточные отношения раздаточной коробки:

$$\begin{aligned} u_{\text{рк1}} &= u_{\text{рк.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-1)}; \\ u_{\text{рк2}} &= u_{\text{рк.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-2)}; \\ &\dots \\ u_{\text{ркj}} &= u_{\text{рк.в}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-j)}. \end{aligned}$$

Диапазон раздаточной коробки:

$$D_{\text{рк}} = q^{n_{\text{кп}} \cdot (n_{\text{рк}}-1)}.$$

Диапазон трансмиссии:

$$D_{\text{тр}} = D_{\text{кп}} \cdot D_{\text{рк}} \cdot q^{n_{\text{кп}} \cdot n_{\text{рк}}-1}.$$

8.2. *Второй вариант* – уплотнение передаточных отношений в трансмиссии).

Знаменатель геометрической прогрессии для коробки передач:

$$q_{\text{кп}} = q^{n_{\text{рк}}}.$$

Диапазон базовой коробки передач:

$$D_{\text{кп}} = q^{n_{\text{рк}} \cdot (n_{\text{кп}}-1)}.$$

Передаточные отношения коробки передач:

$$\begin{aligned}u_{кп1} &= u_{кп.в} \cdot q^{n_{рк} \cdot (n_{кп} - 1)}; \\u_{кп2} &= u_{кп.в} \cdot q^{n_{рк} \cdot (n_{кп} - 2)}; \\&\dots \\u_{кпи} &= u_{кп.в} \cdot q^{n_{рк} \cdot (n_{кп} - i)}.\end{aligned}$$

Передаточные отношения раздаточной коробки:

$$\begin{aligned}u_{рк1} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк} - 1)}; \\u_{рк2} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк} - 2)}; \\&\dots \\u_{рkj} &= u_{рк.в} \cdot q^{(n_{рк} - j)}.\end{aligned}$$

Диапазон раздаточной коробки:

$$D_{рк} = q^{n_{рк} - 1}.$$

Диапазон трансмиссии:

$$D_{тр} = q^{n_{кп} \cdot n_{рк} - 1}.$$

Задание

1. Определить мощность двигателя, выбрать кинематическую схему трансмиссии.

2. Рассчитать передаточные отношения агрегатов трансмиссии для полноприводной машины согласно вариантам заданий, приведенным в табл. 1.5. При расчетах выбрать знаменатель геометрической прогрессии для передаточных отношений, обеспечивающий не менее 8 передач переднего хода.

3. Результаты определения передаточных отношений трансмиссии свести в таблицу.

4. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).

5. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Таблица 1.5

Исходные данные (варианты заданий выбираются по номеру в списке группы)

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность автомобиля, т	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
V_{\max} , км/ч	90	90	90	90	90	80	80	80	80	80
V_{\min} , км/ч	5	5	5	5	5	3	3	3	3	3

Окончание табл. 1.5

Параметр	Вариант										
	11	12	13	14	15	16	17	20	21	22	
Грузоподъемность автомобиля, т	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	
V_{\max} , км/ч	95	95	95	95	95	90	95	80	100	100	
V_{\min} , км/ч	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	

Контрольные вопросы

1. Дайте определение терминам: конструктивная масса, снаряженная масса, полная масса.

2. Что такое сцепной вес КМ?

3. Какую функцию выполняет делитель в коробке передач?

4. Что такое демультипликатор?

5. Каково назначение главной передачи и дифференциала?

6. Дайте определение понятиям: динамический радиус колеса, статический радиус колеса и радиус качения колеса.

7. Как определяется диапазон передаточных чисел трансмиссии?

Практическая работа № 2. РАСЧЕТ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: определение основных размеров и тепловой нагрузки сухих дисковых постоянно замкнутых сцеплений, а также расчет привода сцепления.

Общие сведения

Методика расчета фрикционных сцеплений базируется на определении их конструктивных параметров, обеспечивающих эффективное обеспечение требуемых эксплуатационных свойств. Некоторая сложность заключается в противоречивости некоторых выходных параметров за счет того, что они определяются одними и теми же конструктивными параметрами, и улучшение одних приводит к ухудшению других. Поиск компромиссных решений и дает наилучший результат.

Среди функциональных характеристик, определяющих конструкцию и геометрические размеры фрикционных сцеплений, можно выделить следующие основные:

1. Надежная передача крутящего момента двигателя к узлам трансмиссии – обеспечивается за счет превышения фрикционным моментом сцепления максимального момента двигателя путем увеличения коэффициента запаса сцепления.

2. Предохранение трансмиссии от динамических перегрузок – обеспечивается упруго-демпфирующими элементами сцепления, а также относительно невысокими, но обоснованными значениями коэффициента запаса сцепления.

3. Долговечность фрикционных пар сцепления – оценивается температурным режимом его работы, который, в свою очередь, зависит от выделяемой в процессе буксования фрикционных пар энергии (в качестве показателей используется мощность и работа трения), и энергоемкостью сцепления (определяется способностью поглощения и рассеивания выделяемого тепла элементами сцепления).

4. Легкость и удобство управления, обеспечение нормативных эргономических требований (усилие и перемещение органа управления).

5. Прочностные характеристики – исключение преждевременного нарушения работоспособности (разрушения) деталей сцепления и привода.

Исходные данные для расчета сцепления берутся из практической работы № 1, где определены массовые характеристики машины, выбран двигатель и определены передаточные отношения агрегатов трансмиссии.

Исходные данные для проектирования сводим в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета сцепления

Наименование параметра и единицы измерения	Значение
Полная масса машины m_m , кг	
Полная масса прицепного агрегата m_p , кг	
Динамический радиус колеса r_d , м	
Номинальная мощность двигателя $N_{e\text{ ном}}$, Вт	
Частота вращения при максимальной мощности, n_{eN} , об/мин	
Максимальный крутящий момент $M_{e\text{ max}}$, Н·м	
Частота вращения при максимальном крутящем моменте, n_{eM} , об/мин	
Коэффициент сопротивления дороги ψ	
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$	
Передаточное число первой передачи КП $i_{кп1}$	
Передаточное число второй передачи КП $i_{кп2}$	
Передаточное число главной передачи $i_{гп}$	
Передаточное число высшей передачи раздаточной коробки $i_{ркв}$	
Коэффициент, характеризующий тип двигателя, h	

1. Выбор конструктивного исполнения сцепления.

Выбор конструктивной схемы предполагает принятие решений по следующим вопросам: тип сцепления и привода, число ведомых дисков, тип и число нажимных пружин, габаритные размеры в радиальном направлении, значение коэффициента запаса сцепления.

2. Определение основных параметров сцепления.

2.1. Определение момента трения фрикционного сцепления.

Расчетный момент трения сцепления вычисляем исходя из условия реализации требуемого фрикционного момента:

$$M_c = \beta \cdot M_{e\text{ max}}, \quad (2.1)$$

где β – коэффициент запаса сцепления.

Значение коэффициента запаса сцепления β зависит от назначения КМ и условий эксплуатации и при проектном расчете сцеплений сухого трения согласно ГОСТ Р 53409-2009 может быть принято в следующих диапазонах:

- 1,20–1,75 для легковых автомобилей;
- 1,6–2,25 для грузовых автомобилей и автобусов;
- 2,0–3,0 для грузовых автомобилей с прицепом и большегрузных автомобилей.

Для автомобилей повышенной проходимости при расчетах можно принять $\beta = 2,5–3,0$.

Для сцеплений, работающих в масле, значения коэффициента запаса сцепления можно принимать в диапазоне $\beta = 1,3–1,7$.

2.2. Определение наружного диаметра фрикционных накладок сцепления.

Выбор размеров фрикционной накладки регламентируется выполнением следующих условий:

- наружный диаметр накладок должен соизмеряться с размерами маховика выбранного двигателя;
- суммарное усилие, действующее на нажимной диск сжатия фрикционных пар, должно удовлетворить условию прочности по допускаемому давлению на фрикционную накладку $[q]$.

Наружный диаметр фрикционного диска исходя из допустимого давления по прочностным характеристикам фрикционного материала:

$$D = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot \beta \cdot M_{e \max}}{\pi \cdot z \cdot \mu \cdot [q] \cdot (1 - \lambda_H^3)}}, \quad (2.2)$$

где z – число поверхностей трения ($z = 2 \cdot n$, где n – число ведомых дисков);

$[q]$ – предельно допускаемое давление на поверхности накладки (для фрикционной накладки на органической основе выбирают в пределах 0,15–0,30 МПа, для накладки из спеченного порошкового фрикционного материала можно принять $[q] = 2,5–3,0$ МПа;

μ – коэффициент трения (значение зависит от материала пар трения, их состояния и обработки, относительной скорости скольжения дисков, давления и температуры. Для существующих типов фрикционных накладок сухого трения принимаем $\mu = 0,3–0,4$);

λ_H – относительная величина, определяющая ширину фрикционной накладки (для фрикционных пар сухого трения принимают 0,5–0,7; для фрикционных дисков, работающих в масле, принимают 0,7–0,85); $\lambda_H = d / D$, где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры фрикционной накладки, м.

Учитывая то, что число ведомых дисков для фрикционных сцеплений сухого трения чаще всего не превышает двух, первоначально принимаем $n = 1$.

Полученное значение наружного диаметра D фрикционной накладки согласовываем с ГОСТ 1786-95 и учитываем, что он ограничивается размерами маховика выбранного двигателя.

В случае неудовлетворительного результата принимаем $n = 2$ и повторяем вычисления по формуле (2.2).

2.3. Определяем внутренний диаметр фрикционной накладки:

$$d = \lambda_H \cdot D.$$

2.4. Выбираем по ГОСТ 1786-95 накладку с ближайшими к полученным размерам (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Размеры фрикционных накладок по ГОСТ 1786-95, мм

Размеры фрикционных накладок, мм		
D_2	D_1	δ
180	100, 120, 125	2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
190	110, 130, 140	
200	120, 130, 140	
215	140, 150, 160	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 6,0
225	140, 150, 160, 175	
240	160, 180	
250	155, 180	
280	230	
300	165, 175, 200	3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
310	175, 200	
325	185, 200, 220, 230	
340	185, 195, 210	

Размеры фрикционных накладок, мм		
D_2	D_1	δ
350	195, 200, 210, 240, 290	4,0; 4,15; 4,5; 4,7; 5,0; 6,0
380	200, 220, 230	
400	220, 240, 280	
420	220, 240, 280	4,0; 4,3; 4,5; 5,0; 6,0
430	250	
440	250	
450	200, 240, 260, 280, 290	

2.5. Определяем радиус трения:

$$R_{\text{тр}} = \frac{(D^3 - d^3)}{3(D^2 - d^2)}.$$

2.6. Находим площадь трения одной накладки ведомого диска:

$$F_{\text{н}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

3. Определение тепловой нагруженности сцепления.

3.1. Расчетная схема и принимаемые допущения.

В качестве расчетных условий движения принимают:

1) трогание автопоезда на первой передаче при коэффициенте сопротивления движению $f = 0,02$ для дорог с твердым покрытием (асфальт, бетон и пр.) и $f = 0,16$ для грунтовых дорог в период распутицы;

2) трогание одиночного грузового автомобиля на второй передаче при $f = 0,02$.

Для указанных автомобилей рассматриваются два режима включения сцепления:

- 1) «бросок» (мгновенное включение) сцепления;
- 2) плавное включение сцепления.

Работа A_6 и мощности N_6 буксования будут наибольшими при трогании КМ с места. Получим выражения для вычисления этих величин, для чего воспользуемся расчетной схемой, приведенной ниже (рис. 2.1).

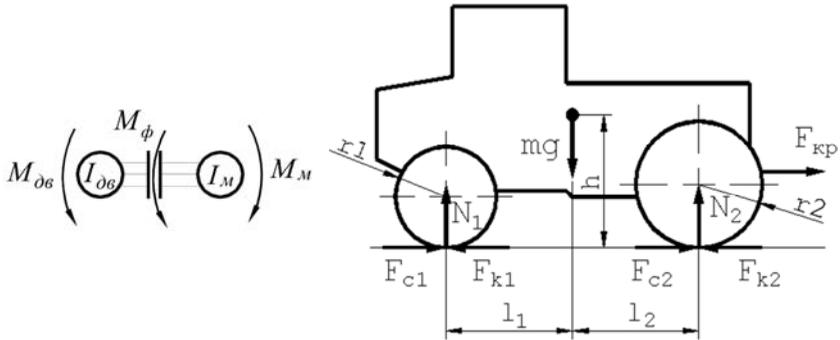


Рис. 2.1. Расчетная схема трогания машины

Здесь $I_{дв}$ – момент инерции маховика и приведенных к нему вращающихся и поступательно движущихся деталей двигателя; $I_{м}$ – приведенный к коленчатому валу момент инерции, эквивалентный поступательно движущимся массам КМ $m_{м}$ и прицепа $m_{пр}$; $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; $M_{ф}$ – крутящий момент, реализуемый через сцепление; $M_{м}$ – приведенный к коленчатому валу момент сопротивления движению.

Формулы для вычисления $I_{м}$ и $M_{м}$ имеют вид:

$$I_{м} = \frac{(m_{м} + m_{пр}) \cdot r_{к}^2}{u_{тр}^2};$$

$$M_{м} = \frac{(m_{м} + m_{пр}) \cdot g \cdot f_{с} \cdot r_{к}}{u_{тр} \cdot \eta_{тр}},$$

где $r_{к}$ – радиус качения ведущего колеса;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

f_c – суммарный момент сопротивления движению;

$u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное число и КПД участка трансмиссии от коленчатого вала двигателя до ведущего моста КМ.

Уравнения движения для масс динамической системы трансмиссии имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_{дв} \frac{d\omega_{дв}}{dt} = M_{дв} - M_{\Phi}; \\ I_{м} \frac{d\omega_{м}}{dt} = M_{\Phi} - M_{м}. \end{array} \right.$$

Для аналитического решения данной системы уравнений принимаем ряд соглашений (рис. 2.2).

При расчетах принимаем, что включение сцепления осуществляется по линейному закону, а приведенный момент сопротивления имеет постоянное значение:

$$M_{\Phi} = M_{e\max} \cdot \frac{t}{t_{\Phi}}; \quad M_{м} = \text{const.}$$

При схематизации закона изменения крутящего момента $M_{дв}$ двигателя принимаем, что в интервале времени $(0-t_0)$, когда момент сцепления M_{Φ} меньше приведенного к двигателю момента сопротивления движению $M_{м}$, машина неподвижна, $M_{дв} = M_{\Phi}$, и изменение момента двигателя определяется законом включения сцепления. Начало движения машины соответствует моменту времени t_0 , когда $M_{дв} = M_{\Phi} = M_{м}$. На следующем временном интервале (t_0-t_{Φ}) происходит разгон машины, и момент сцепления достигает своего максимального значения $\beta \cdot M_{e\max}$. Момент двигателя на этом интервале изменяется по линейному закону, достигая максимального значения:

$$M_{дв} = M_{e\max}.$$

В интервале времени $(t_{\Phi}-t_6)$, который соответствует завершению буксования сцепления, принимаем момент двигателя постоянным равным $M_{e\max}$.

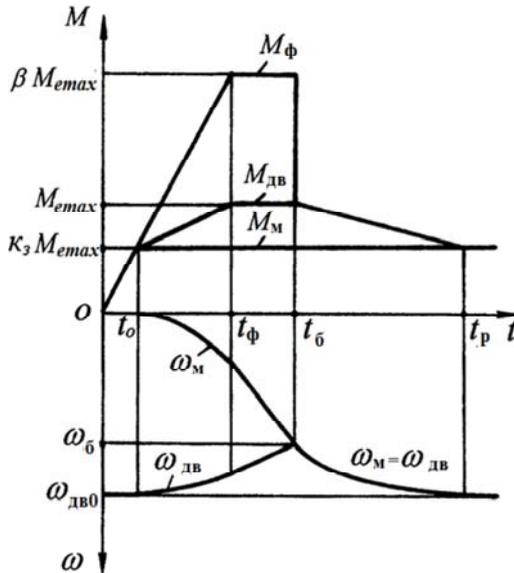


Рис. 2.2. Диаграмма трогания и разгона машины

На схеме приняты следующие обозначения: t_ϕ – время включения сцепления, с; t_δ – время буксования сцепления, с; t_p – время, соответствующее достижению максимальной скорости на данной передаче (время разгона); k_3 – коэффициент загрузки двигателя для преодоления соответствующего сопротивления движению соответственно; ω_δ – угловая скорость двигателя, соответствующая замыканию сцепления, с^{-1} .

Как показывают результаты экспериментов, время включения сцепления обычно находится в пределах $t_\phi = 1\text{--}2$ с.

3.2. Коэффициент загрузки двигателя.

$$k_3 = M_M / M_{e \max}.$$

Приведенный к двигателю момент сопротивления движению:

$$M_f = \frac{(P_f + P_{\text{кр}}) \cdot r_k}{u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\Gamma}},$$

где P_f и $P_{кр}$ – сила сопротивления движению и крюковое усилие от агрегируемого оборудования соответственно;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

η_r – КПД двигателя ($\eta_r = 1$ для колесной машины; $\eta_r = 0,97$ для гусеничной машины).

3.3. Время буксования сцепления.

Определяем расчетное время включения сцепления (соответствует ситуации, когда $t_{\bar{6}} \leq t_{\Phi}$).

$$t_{\Phi}^p = \frac{2 \cdot \beta \cdot \omega_{eN}}{M_{e\max} \cdot (\beta - k_3) \cdot \left(\frac{\beta - k_3}{I_M} + \frac{\beta - 1}{I_{дв}} \right)}.$$

Время буксования определяем по выражениям:

$$t_{\bar{6}} = \frac{(\beta - k_3) \cdot t_{\Phi}^p + (\beta + k_3) \cdot t_{\Phi}}{2 \cdot \beta}, \text{ если } t_{\bar{6}} > t_{\Phi};$$

$$t_{\bar{6}} = \frac{(\beta - k_3) \cdot \sqrt{t_{\Phi} \cdot t_{\Phi}^p} + k_3 \cdot t_{\Phi}}{\beta}, \text{ если } t_{\bar{6}} \leq t_{\Phi}.$$

3.4. Определение работы буксования.

Если $t_{\bar{6}} > t_{\Phi}$:

$$A_{\text{букс}} = \frac{I_M \cdot \omega_{eN} \cdot \omega_{\bar{6}}}{2} + \frac{k_3 \cdot M_{e\max} \cdot \omega_{eN}}{6} \cdot \left(3 \cdot t_{\bar{6}} + t_{\Phi} - t_0 + \frac{t_{\Phi} - t_0}{1 - \frac{t_{\bar{6}} - t_0}{t_{\bar{6}} - t_{\Phi}}} \right).$$

Если $t_{\bar{6}} \leq t_{\Phi}$:

$$A_{\text{букс}} = \frac{I_M \cdot \omega_{eN} \cdot \omega_{\bar{6}}}{2} + \frac{k_3 \cdot M_{e\max} \cdot \omega_{eN}}{6} (4t_{\bar{6}} - t_0).$$

Входящие в формулы значения t_0 и ω_6 рассчитываем по выражениям:

$$t_0 = t_\phi \cdot k_3 / \beta;$$

$$\omega_6 = \frac{\omega_{eN}}{1 + \frac{I_M \cdot (\beta - 1)}{I_{дв} \cdot (\beta - k_3)}} \geq [\omega_{дв}],$$

где $[\omega_{дв}]$ – минимально допустимая угловая скорость двигателя.

При отсутствии данных для конкретного двигателя принимаем $[\omega_{дв}] = \omega_{eM}$, где ω_{eM} – угловая скорость при максимальном моменте.

Значение момента инерции двигателя $I_{дв}$ можно примерно принять в соответствии с зависимостью, приведенной на рис. 2.3.

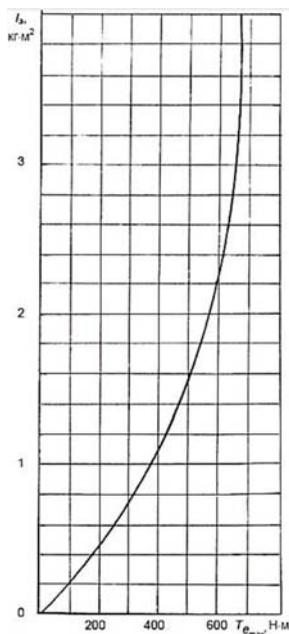


Рис. 2.3. Зависимость момента инерции двигателя от его максимального крутящего момента

При отсутствии данных принимаем $I_{\text{дв}} = 1,2 \cdot I_{\text{max}}$, где I_{max} – момент инерции маховика двигателя.

3.5. Определение температурного режима функционирования сцепления.

Работа буксования является интегральной характеристикой тепловой нагруженности сцепления. Основным параметром, определяющим функционирование фрикционного сцепления, является температура пар трения, которая зачастую вызывает структурные изменения в материалах трущихся поверхностей, сказываясь на эффективности и долговечности их работы.

Одна из методик определения температур в парах трения, которая прошла проверку, в том числе и на кафедре «Тракторы» БНТУ, разработанная А. В. Чичинадзе [8], рекомендуется в данном пособии.

При проектных расчетах максимальная поверхностная температура T_{max} определяется как сумма объемной температуры пар трения T_V и средней температуры поверхности трения T^* :

$$T_{\text{max}} = T_V + T^* \leq [T],$$

где $[T]$ – допустимая температура, зависящая от материала пар трения (регламентируется изготовителем).

В первом приближении, не имея характеристик конкретного материала, можно принять $[T] \approx 200$ °С для органических материалов и $[T] \approx 350\text{--}400$ °С – для спеченных материалов на медной или железной основах.

Объемная температура дисков сцепления:

$$T_V = T_{V_k} + \frac{(1 - \alpha_{\text{тп}}) \cdot A_{\text{букс}} \cdot K_{A_d}}{\sigma \cdot t_{\text{охл}} \cdot F_B},$$

где T_{V_k} – температура воздуха в картере сцепления, выбираем в диапазоне 50–80 °С;

$\alpha_{\text{тп}}$ – коэффициент распределения тепловых потоков в паре трения (учитывает долю выделяемой на поверхности трения теплоты, идущую на нагрев фрикционной накладки);

K_{A_d} – доля работы буксования сцепления в целом, идущая на нагрев рассчитываемого элемента пары трения.

σ – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м²·°С);

$t_{\text{охл}}$ – средний интервал времени между последовательными включениями сцепления, с;

$F_{\text{в}}$ – площадь поверхности охлаждения рассматриваемого элемента сцепления, м².

Для нажимного диска и маховика:

$$\sigma = 0,4 \cdot \lambda_{\text{в}} \cdot \sqrt{\frac{\omega_e N}{v_{\text{в}}}}$$

Для промежуточного диска двухдискового сцепления:

$$\sigma = 0,0794 \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{R} \cdot \left(\frac{\omega_e N \cdot R^2}{v_{\text{в}}} \right)^{0,67}$$

В данных выражениях $\lambda_{\text{в}}$ – коэффициент теплопроводности воздуха (принимается при температуре в картере сцепления 50–80 °С; $\lambda_{\text{в}} = 2,83 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·°С)); $v_{\text{в}}$ – кинематическая вязкость воздуха (при рассматриваемых температурных условиях $v_{\text{в}} = 17,95 \cdot 10^{-6}$ м²/с); R – средний радиус трения промежуточного диска двухдискового сцепления.

Время охлаждения на транспортных работах можно принять с учетом статистических данных о количестве включений в час (30–35 включений) в пределах 100–120 с.

Коэффициент распределения тепловых потоков в паре трения:

$$1 - \alpha_{\text{ТП}} = \frac{\sqrt{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \lambda_1}}{\sqrt{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \lambda_1} + \sqrt{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \lambda_2}},$$

где ρ_i , c_i и λ_i – плотность, теплоемкость и теплопроводность материала соответственно. Индекс «1» относится к металлическому элементу пары трения, а индекс «2» – к фрикционной накладке.

Для серых чугунов можно принять: $\rho = 7250$ кг/м³, $c = 540$ Дж/(кг·°С), $\lambda = 52,5$ Вт/(м·°С).

Для накладок из органических материалов можно принять: $\rho = 2140 \text{ кг/м}^3$, $c = 1110 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{°C)}$, $\lambda = 0,544 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$.

Доля общей работы буксования, идущая на нагрев рассчитываемой детали, $K_{Ад} = z_d / z$, где z_d – число поверхностей трения у детали (для однодисковых сцеплений $K_{Ад} = 0,5$; для двухдисковых сцеплений: $K_{Ад} = 0,25$ – для нажимного диска и маховика двигателя и $K_{Ад} = 0,5$ – для промежуточного диска).

Средняя температура поверхности трения

$$T^* = \frac{0,577 \cdot A_{\text{букс}} \cdot K_{Ап}}{S_a \cdot \sqrt{t_6}} \cdot \frac{\tau_N + \tau_A}{\sqrt{\rho_1 \cdot c_1 \cdot \lambda_1} + \sqrt{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \lambda_2}},$$

где S_a – номинальная площадь поверхности трения фрикционной накладки, м^2 ;

τ_N и τ_A – безразмерный параметр, соответственно, мощности и работы буксования сцепления;

$K_{Ап}$ – коэффициент распределения работы буксования по параметру трения.

$$\tau_N = 2,319 \cdot \tau + 9,405 \cdot \tau^2 - 18,959 \cdot \tau^3 + 7,235 \cdot \tau^4;$$

$$\tau_A = 1,159 \cdot \tau^2 + 3,135 \cdot \tau^3 - 4,74 \cdot \tau^4 + 1,147 \cdot \tau^5.$$

Здесь безразмерное время τ изменяется в диапазоне $\tau = 0 \dots 1,0$. Примем, что максимум T^* имеет место при $\tau = 0,65$ (принимая в расчетах).

Коэффициент распределения работы буксования по параметру трения сцепления $K_{Ап} = 1 / z$ (в однодисковых сцеплениях $K_{Ап} = 0,5$; в двухдисковых $K_{Ап} = 0,25$).

3.6. Определение площади охлаждения ведущего диска для поддержания заданного теплового режима работы накладок.

Площадь вычисляется по формуле:

$$S_B = \frac{(1 - \alpha_{\text{тп}}) \cdot A_{\text{букс}} \cdot K_{Ад}}{([T_V] - T_{Vк}) \cdot \sigma \cdot t_{\text{охл}}},$$

где $[T_V] = [T] - T^*$.

Задание

1. Выбрать конструктивную схему фрикционного сцепления и его привода.
2. Определить основные геометрические параметры сцепления.
3. Рассчитать тепловую нагруженность сцепления для полноприводной машины, параметры которой определены в работе № 1.
4. Основные характеристики сцепления, полученные в результате расчетов, свести в таблицу.
5. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
6. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к фрикционным сцеплениям.
2. Как классифицируются фрикционные муфты сцепления по способу создания давления на нажимной диск?
3. Какие факторы и как влияют на габаритные размеры фрикционного дискового сцепления?
4. От каких факторов зависит сила сжатия фрикционных дисков сцепления?
5. Как выглядит формула для определения работы буксования и температуры нагрева?
6. Перечислите требования, предъявляемые к приводу сцепления.
7. Как классифицируются приводы сцепления по конструктивному признаку?
8. От чего зависит передаточное число механического привода сцепления?

Практическая работа № 3. ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: определить основные геометрические соотношения коробки передач (КП), суммарное число зубьев зубчатых пар, рассчитать передаточные отношения и числа зубьев колес.

Общие сведения

Основные размеры и масса КП определяется главным образом размерами зубчатых колес. Предварительно параметры зубчатых колес определяют на основе метода аналогии по результатам статистической обработки данных существующих КП КМ отечественного и зарубежного производства. Выбранные согласно этим рекомендациям размеры следует уточнять по результатам проверочных расчетов.

Главным размерным параметром является межосевое расстояние a_w .

Последовательность выполнения работы

1. Расчет основных геометрических параметров КП [7].

1.1. Межосевое расстояние.

Для соосных трехвальных коробок передач с двумя степенями свободы и неразветвленным силовым потоком межосевое расстояние:

$$a_w = k_a \cdot \sqrt[3]{M_{eM} \cdot u_{кп1}}, \text{ мм},$$

где $k_a = 8,6-9,6$ для КП грузовых автомобилей;

M_{eM} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;

$u_{кп1}$ – передаточное отношение КП на первой передаче.

1.2. Ширина венцов зубчатых колес:

$$b_w = (0,19 - 0,23) \cdot a_w.$$

1.3. Осевой размер двухсторонней зубчатой муфты с синхронизаторами.

$$H_{муф} = (0,40 \dots 0,55) \cdot a_w.$$

1.4. Осевой размер КП по картеру.

Осевой размер $l_{\text{кп}}$ по картеру для 4-, 5- и 6-ступенчатых коробок передач грузовых КМ, соответственно, равен: $(2,2-2,7) \cdot a_w$; $(2,7-3,0) \cdot a_w$ и $(3,2-3,5) \cdot a_w$.

1.5. Максимальные диаметры ведомого и промежуточного валов (в средней их части):

$$d_{\text{вм(пром)}}^{\text{max}} = 0,45 \cdot a_w.$$

1.6. Диаметр ведущего вала в шлицевой части.

$$d_{\text{вщ}} = k_d \cdot \sqrt[3]{M_{\text{те}}},$$

где $k_d = 4,0 - 4,6$.

1.7. Диаметр передней шейки ведомого вала:

$$d_{\text{пшвд}} = 0,23 \cdot a_w.$$

1.8. Размеры применяемых подшипников.

Размеры (внутренний диаметр \times наружный диаметр \times ширина) применяемых для валов коробки передач однорядных радиальных шариковых и роликовых подшипников легкой и средней серии могут быть определены из соотношений:

передний промежуточный вал	$(0,30 \times 0,61 \times 0,20) a_w$
задний ведущий вал	$(0,45 \times 0,90 \times 0,22) a_w$
задний ведомый вал	$(0,40 \times 0,90 \times 0,22) a_w$
задний промежуточный вал	$(0,30 \times 0,72 \times 0,20) a_w$

В соответствии с полученными размерами из ГОСТ 8338-75 выбираем ближайший по размерам подшипник.

1.9. Нормальный модуль зубчатых колес.

Нормальный модуль зубчатых колес m_n выбираем из приведенных диапазонов:

3,5–4,25 мм – для грузовых КМ малой и средней грузоподъемности;

4,25–5,0 – для грузовых КМ большой грузоподъемности;

5,0–6,0 – для выходной пары задней дополнительной вальной КП.

Значение стандартных модулей m , мм:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,9; 11; 14; 18; 22; 28; 36.

2. Определение суммарного числа зубьев зубчатых пар.

2.1. Для косозубой передачи.

2.1.1. Предварительный угол наклона линии зуба:

$$\beta_{\text{пр}} = \arcsin \frac{\pi \cdot m_n}{b_w}.$$

2.1.2. Предварительное суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma \text{пр}} = \frac{2 \cdot \cos \beta_{\text{пр}}}{m_n}.$$

Полученное значение $z_{\Sigma \text{пр}}$ округляем до ближайшего (меньшего) целого числа z_{Σ} .

2.1.3. Уточненное значение угла наклона линии зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot z_{\Sigma}}{2 \cdot a_w}.$$

2.2. Для прямозубой передачи.

Предварительное суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma \text{пр}} = 2 \cdot a_w / m,$$

где $m = m_n$.

Полученное значение $z_{\Sigma \text{пр}}$ округляем до ближайшего (меньшего) целого числа z_{Σ} .

3. Определение чисел зубьев зубчатых пар.

Для этого используем систему двух алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} z_{\text{вщ}} + z_{\text{вм}} = z_{\Sigma}; \\ \frac{z_{\text{вм}}}{z_{\text{вщ}}} = u, \end{cases}$$

где u – передаточное число данной зубчатой пары;

$z_{\text{вщ}}$ – число зубьев ведущего колеса;

$z_{\text{вм}}$ – число зубьев ведомого колеса.

Исходя из передаточных отношений, полученных расчетным путем в практической работе № 1, и приведенной выше системы уравнений, вычисляем числа зубьев для всех передач.

Для трехвальной КП передаточное отношение $u_{\text{кп}i}$ на i -й передаче обеспечивается двумя парами зубчатых колес: ведущий вал – промежуточный вал; промежуточный вал – выходной вал.

Соответственно,

$$u_{\text{кп}i} = u_{\text{пром}} \cdot u_{\text{вм}i},$$

где $u_{\text{пром}}$ – передаточное число зубчатой пары промежуточного вала;

$u_{\text{вм}i}$ – передаточное число зубчатой пары ведомого вала КП на i -й передаче.

3.1. Передаточное отношение зубчатой пары привода ведомого вала на низшей передаче.

Число зубьев ведущего зубчатого колеса привода ведомого вала на низшей передаче выбираем в пределах $z_{\text{вщ.н.}} = 12 \dots 16$.

Вычисляем число зубьев ведомого зубчатого колеса привода ведомого вала на низшей передаче: $z_{\text{вм.н.}} = z_{\Sigma} - z_{\text{вщ.н.}}$.

Вычисляем передаточное отношение зубчатой пары привода ведомого вала на низшей передаче:

$$u_{\text{вм.н.}} = \frac{z_{\text{вм.н.}}}{z_{\text{вщ.н.}}}.$$

3.2. Передаточное отношение зубчатой пары привода промежуточного вала:

$$u_{\text{пром}} = \frac{u_{\text{кп.н.}}}{u_{\text{вм.н.}}},$$

где $u_{\text{кп.н.}}$ – передаточное отношение коробки передач на низшей передаче.

3.3. Числа зубьев зубчатой пары привода промежуточного вала:

$$z_{\text{п.вщ.}} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_{\text{пром}}};$$

$$z_{\text{п.вм.}} = z_{\Sigma} - z_{\text{п.вщ.}}$$

3.4. Передаточные отношения и числа зубьев зубчатых пар привода ведомого вала на других передачах:

$$u_{\text{вм.}i} = \frac{u_{\text{кп.}i}}{u_{\text{пром}}};$$

$$z_{\text{вщ.}i} = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_{\text{вм.}i}};$$

$$z_{\text{вм.}i} = z_{\Sigma} - z_{\text{вщ.}i}.$$

Полученные числа зубьев и передаточные числа сводим в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Числа зубьев и передаточные числа зубчатых пар привода ведомого вала

Передача	1	2	...
$z_{\text{вщ}}$			
$z_{\text{вм}}$			
u			

4. Составление кинематической схемы базовой коробки передач.

На рис. 3.1 приведен пример выполнения кинематической схемы рассчитанной базовой коробки передач.

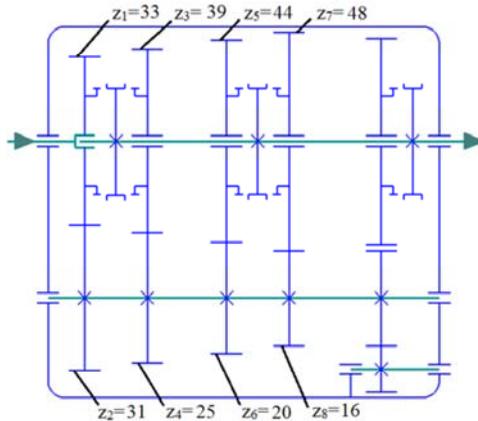


Рис. 3.1. Пример выполнения кинематической схемы базовой КП проектируемого ТС

5. Построение лучевых диаграмм передаточных отношений.

На рис. 3.2 показаны два варианта согласования передаточных чисел в базовой и раздаточной коробке для проектируемого ТС с использованием так называемых лучевых диаграмм, где по оси абсцисс отложены десятичные логарифмы передаточных чисел.

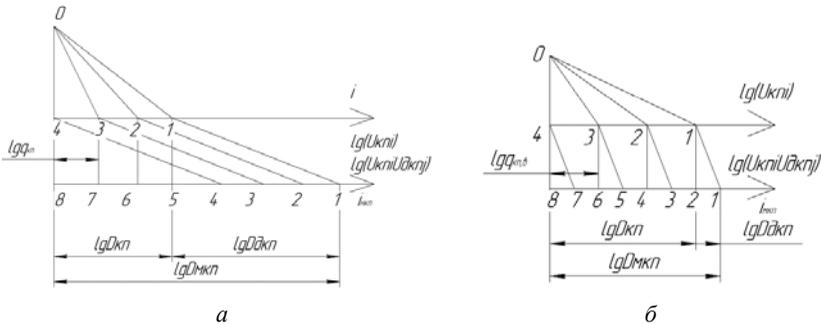


Рис. 3.2. Линейные диаграммы для проектируемой КМ:
 а – задняя дополнительная КП; б – передняя дополнительная КП

Задание

1. Определить основные геометрические соотношения коробки передач (КП), суммарное число зубьев зубчатых пар, рассчитать передаточные отношения и числа зубьев колес.
2. Составить кинематическую схему рассчитанной коробки передач.
3. Результаты расчетов свести в таблицу.
4. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
5. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к коробке передач.
2. Как классифицируют ступенчатые механические коробки передач?
3. Как определяется минимальное и статистическое межосевое расстояние коробки передач?
4. Что такое модуль зубчатой передачи и как он определяется?
5. Какие методы повышения прочности зубчатых колес применяют в автомобилестроении?
6. Что обуславливает жесткость валов, каковы допустимые значения?
7. Как осуществляют выбор подшипников коробки передач?

Практическая работа № 4. РАСЧЕТ СИНХРОНИЗАТОРОВ ВАЛЬНЫХ КП

Цель работы: определить основные геометрические параметры фрикционных и блокирующих элементов синхронизатора, их тепловую и силовую нагруженность.

Общие сведения

Синхронизаторы – это элементы КП, служащие для бесшумного и безударного включения передач. Их устанавливают обычно в КП с шестернями постоянного зацепления и неподвижными осями валов. В основу действия синхронизатора положен принцип использования сил трения для выравнивания (синхронизации) угловых скоростей соединяемых деталей, образующих передачу.

Наибольшее распространение получили инерционные синхронизаторы, имеющие устройство блокировки для безударного и бесшумного включения передачи. Они состоят из трех основных элементов:

выравнивающего – фрикционного устройства, поглощающего энергию касательных сил инерции вращающихся масс (наиболее часто применяется конусный элемент);

блокирующего – устройства, препятствующего включению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей;

включающего – зубчатой муфты, включающей передачу.

Параметрами, определяемыми при расчете синхронизатора, является углы наклона конусов поверхностей выравнивающих и блокирующих элементов, момент трения, время синхронизации и их тепловая нагруженность.

1. Расчет конструктивных параметров синхронизатора.

Принимаются следующие допущения:

- трение в подшипниках, зубчатых зацеплениях, а также сопротивление масла не влияет на снижение частоты вращения зубчатых колес;
- скорость КМ за время синхронизации не меняется;
- статический момент трения в выравнивающем устройстве синхронизатора постоянный.

Динамическая расчетная схема синхронизатора представлена на рис. 4.1.

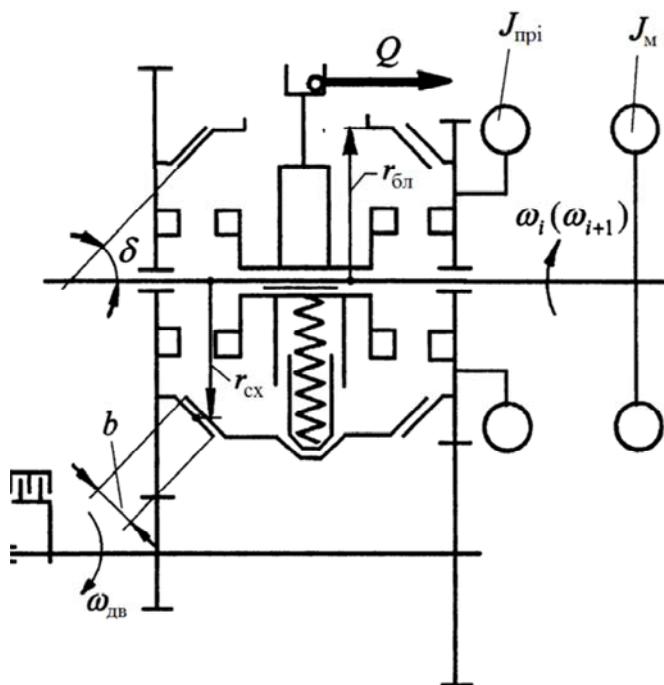


Рис. 4.1. Динамическая система для расчета инерционного синхронизатора

На данной схеме приняты обозначения: $J_{\text{прі}}$ – приведенный к ведомому валу КП момент инерции всех вращающихся деталей, кинематически связанных с соединяемым с валом зубчатым колесом i -й передачи (включая ведомый диск сцепления); $J_{\text{М}}$ – момент инерции всех деталей, связанных с валом, на котором установлен синхронизатор (включая момент инерции поступательно движущихся частей МТА); $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость коленвала двигателя; ω_i – угловая скорость ведомого вала на i -й передаче в КП; ω_{i+1} – угловая скорость ведомого вала на $(i + 1)$ передаче; Q – усилие на муфте синхронизатора при включении передачи; b – ширина кольца синхронизатора; $r_{\text{сх}}$ – средний радиус трения колец; $r_{\text{бл}}$ – радиус расположения блокирующих элементов.

1.1. Вычисляем приведенный момент инерции $J_{\text{пр}i}$.

Для трехвальной КП:

$$J_{\text{пр}i} = (J_{\text{вд}} + J_{\text{вщ}}) \cdot u_{\text{кп}i}^2 + J_{\text{пр.сб}} \cdot \frac{u_{\text{кп}i}^2}{u_{\text{п}}^2} + \sum_p \left(\frac{J_p \cdot u_{\text{кп}i}^2}{u_{\text{кп}p}^2} \right),$$

где $J_{\text{вд}}$ – момент инерции ведомого диска сцепления;

$J_{\text{вщ}}$ – момент инерции ведущего вала КП;

$J_{\text{пр.сб}}$ – момент инерции промежуточного вала в сборе с зубчатыми колесами, жестко связанными с этим валом;

J_p – момент инерции зубчатого колеса p -й передачи в КП, свободно сидящего на ведомом валу и находящегося в постоянном зацеплении с соответствующим зубчатым колесом, жестко связанным с промежуточным валом;

$u_{\text{п}}$ – передаточное отношение промежуточного вала КП;

$u_{\text{кп}p}$ – передаточное число p -й передачи в КП.

Для двухвальной КП:

$$J_{\text{пр}i} = (J_{\text{вд}} + J_{\text{вщ}} + J_{\text{вщ.к}}) \cdot u_{\text{кп}i}^2 + \sum_p \left(\frac{J_p \cdot u_{\text{кп}i}^2}{u_{\text{кп}p}^2} \right),$$

где $J_{\text{вщ.к}}$ – суммарный момент инерции зубчатых колес на ведущем валу КП.

Момент инерции J , кг·м², диска (шестерни, вала) приближенно в общем случае можно рассчитать по формуле:

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2,$$

где m – масса диска, кг;

r – радиус диска, м.

Для нахождения моментов инерции валов необходимо определить их размеры. Некоторые размеры можно взять из работы № 3.

Приближенно диаметр ведущего вала $d_{\text{вщ}}$ КП:

$$d_{\text{вщ}} = (4,0 \dots 4,6) \cdot \sqrt[3]{M_{\text{ем}}}.$$

Длина ведущего (ведомого) валов $l_{\text{вщ(вд)}}$ двухвальной коробки передач приближенно рассчитываем как:

$$l_{\text{вщ(вд)}} = (3,0 \dots 3,4) \cdot a_w + 0,15.$$

Длина ведущего вала $l_{\text{вщ}}$ трехвальной коробки передач:

$$l_{\text{вщ}} = \frac{d_{\text{вщ}}}{(0,16 \dots 0,18)},$$

где $d_{\text{вщ}}$ – диаметр ведущего вала.

Диаметры ведомого и промежуточного валов $d_{\text{вд(пром)}}$ трехвальной коробки передач в средней части:

$$d_{\text{вд(пром)}} \approx 0,45 \cdot a_w.$$

Длины промежуточного и ведомого валов трехвальной КП:

$$l_{\text{пром}} = \frac{d_{\text{пром}}}{(0,16 \dots 0,18)}; \quad l_{\text{вд}} = \frac{d_{\text{вд}}}{(0,18 \dots 0,21)}.$$

1.2. Момент выравнивающего устройства синхронизатора.

$$M_{\text{сxi}} = J_{\text{при}} \cdot \frac{\omega_e}{t_{\text{сxi}}} \cdot \left| \frac{1}{u_{\text{кп}(i\mp 1)}} - \frac{1}{u_{\text{кпи}}} \right|.$$

Знак «-» берется при переключении с низшей передачи на высшую, а знак «+» – с высшей на низшую.

Ориентировочно значение угловой скорости ω_e коленчатого вала двигателя, соответствующей началу переключения передач, для грузовых автомобилей принимаем согласно табл. 4.1.

Таблица 4.1

Расчетная скорость ω_e двигателя при переключении передач

Переключение передачи	Бензиновый двигатель	Дизельный двигатель
С низшей на высшую	$(0,7 \dots 0,8) \cdot \omega_{\text{двN}}$	$(0,75 \dots 0,85) \cdot \omega_{\text{двN}}$
С высшей на низшую	$(0,5 \dots 0,6) \cdot \omega_{\text{двN}}$, но не менее $\omega_{\text{двM}}$	$(0,9 \dots 1,0) \cdot \omega_{\text{двM}}$

1.3. Выбор времени синхронизации.

При предварительном расчете время синхронизации t_{cxi} у грузовых КМ принимается в пределах 0,3–0,8 – для высших и 1–1,5 с – для низших передач (до 2 с в задней дополнительной КП).

1.4. Осевая сила на муфте переключения.

$$Q = P_{\text{рук}} \cdot u_{\text{рук-муфт}} \cdot \eta_{\text{рук-муфт}},$$

где $P_{\text{рук}}$ – нормативное усилие на рукоятке рычага переключения;

$u_{\text{рук-муфт}}$ – передаточное число от рукоятки рычага к муфте (отношение хода рукоятки к ходу муфты);

$\eta_{\text{рук-муфт}}$ – КПД привода переключения.

Для грузовых автомобилей $u_{\text{рук-муфт}} = 7\text{--}13$; $P_{\text{рук}} \leq 100$ Н.

1.5. Средний радиус поверхности трения выравнивающего элемента синхронизатора.

$$r_{cxi} = \frac{M_{cxi} \cdot \sin \delta}{\mu \cdot Q},$$

где μ – коэффициент трения;

δ – угол конусности выравнивающего элемента (рис. 4.1).

Для пары трения сталь-бронза (со смазкой) принимают $\delta = 6\text{--}12^\circ$, $\mu \approx 0,06$.

Для исключения заклинивания трущихся поверхностей угол конусности должен быть больше угла трения, определяемого коэффициентом трения:

$$\rho = \arctg(\mu),$$

где ρ – угол трения, град.

Полученное значение r_{cxi} корректируется для достижения соответствия размерам зубчатых муфт и колес.

1.6. Ширина кольца синхронизатора по образующей конуса.

$$b_{cxi} = \frac{M_{cxi}}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot [p] \cdot r_{cxi}^2},$$

где $[p]$ – допускаемое давление на поверхности конуса трения (для пары сталь-бронза $[p] = 1,0\text{--}1,5$ МПа).

Как правило, $r_{cxi} = 30\text{--}46$ мм; $b_{cxi} = 10\text{--}11$ мм для грузовых КМ с бензиновым ДВС и $r_{cxi} = 57\text{--}92$ мм; $b_{cxi} = 11\text{--}17$ мм для грузовых КМ с дизельным ДВС.

1.7. *Площадь конуса синхронизатора.*

$$F_{cxi} = 2 \cdot \pi \cdot r_{cxi} \cdot b_{cxi}.$$

2. Расчет нагруженности выравнивающего элемента.

2.1. *Работа буксования фрикционного элемента.*

Работа буксования при выравнивании угловых скоростей вала и установленного на нем зубчатого колеса вычисляется по формуле:

$$A_{cxi} = J_{\text{при}} \cdot \frac{\omega_e^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{u_{\text{кп}(i\pm 1)}} - \frac{1}{u_{\text{кп}i}} \right)^2.$$

2.2. *Удельная работа трения.*

$$a_{cxi} = \frac{A_{cxi}}{F_{cxi}}.$$

Для грузовых автомобилей $a_{cxi} = 5\text{--}40$ Дж/см² (меньшие значения – для высших, а большие – для низших передач в КП).

2.3. *Повышение температуры синхронизатора за одно включение.*

$$\Delta t = \gamma \cdot \frac{A_{cxi}}{m_{\text{сх}} \cdot c_{\text{сх}}},$$

где $\gamma = 0,5$; $m_{\text{сх}}$ – масса синхронизатора;

$c_{\text{сх}}$ – удельная теплоемкость материала синхронизатора $c_{\text{сх}} = 481,5$ Дж/(кг·°С).

Величина Δt должна находиться в пределах 15–30 °С.

3. Расчет блокирующего устройства.

Схемы наиболее часто применяемых блокирующих устройств представлены на рис. 4.2.

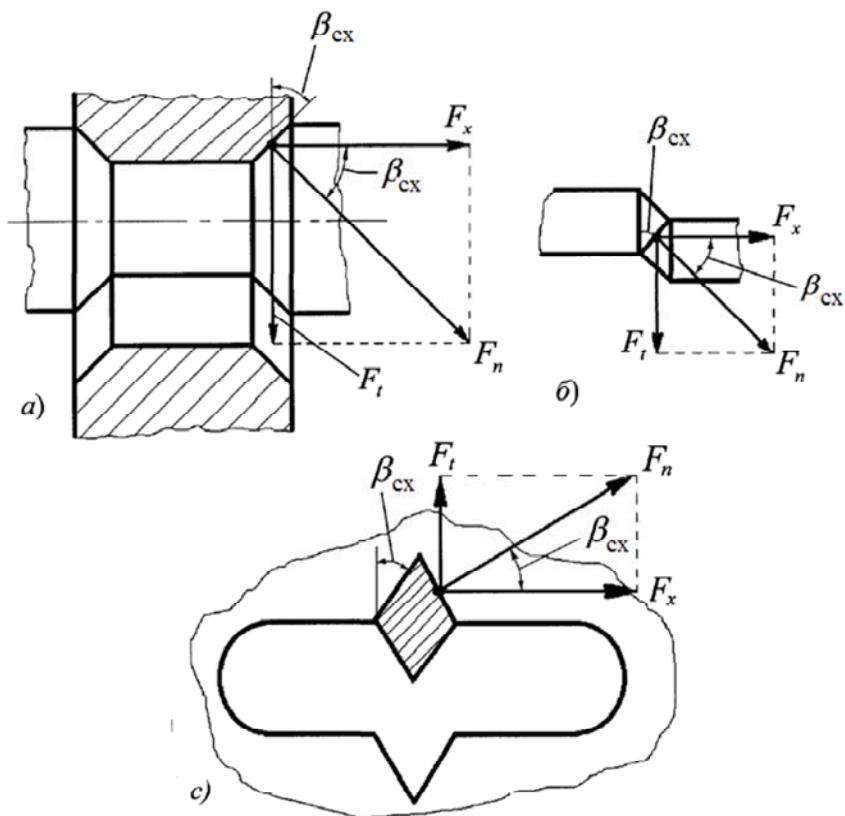


Рис. 4.2. Схемы блокирующих устройств синхронизаторов:
 а – с блокирующими пальцами; б – с блокирующими зубьями;
 с – с блокирующими окнами

Поверхности блокирующих элементов располагают под углом β_{cxi} , удовлетворяющим условию:

$$\operatorname{tg} \beta_{cxi} < \frac{\mu \cdot r_{cxi} + \mu_1 \cdot r_{\text{бли}} \cdot \sin \delta}{r_{\text{бли}} \cdot \sin \delta - \mu \cdot \mu_1 \cdot r_{cxi}},$$

где μ_1 – коэффициент трения на блокирующих поверхностях синхронизатора (учитывая большое давление и смазку их маслом при расчете принимают $\mu_1 = 0,1$).

В существующих конструкциях инерционных синхронизаторов $\beta_{сxi} = 25\text{--}42^\circ$.

Задание

1. Определить основные геометрические параметры синхронизаторов.
2. Определить нагруженность выравнивающего устройства.
3. Определить параметры блокирующего устройства синхронизатора.
4. Результаты расчетов свести в таблицу.
5. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
6. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к синхронизаторам КП.
2. Как классифицируют синхронизаторы?
3. От каких факторов в общем случае зависит время синхронизации?
4. При каком условии возможно безударное включение передачи?
5. Какие типы блокирующих устройств наиболее распространены в КП?
6. На каких валах КП наиболее целесообразно устанавливать синхронизаторы?

Практическая работа № 5. **РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ С ШАРНИРАМИ** **НЕРАВНЫХ УГЛОВЫХ СКОРОСТЕЙ**

Цель работы: определить основные геометрические параметры карданного вала, крестовины, вилок и подшипников карданного шарнира неравных угловых скоростей.

Общие сведения

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента между агрегатами трансмиссии, оси валов которых несоосны и чье положение может меняться.

В зависимости от условий работы используются те или иные типы шарниров.

1. При передаче момента к агрегатам, установленным на раме или корпусе и имеющим малые относительные перемещения (двигатель, КП, раздаточная коробка, редукторы ведущих мостов при независимой подвеске колес), угол перекоса осей валов обычно меньше 5° .

2. При передаче момента к вспомогательным, редко используемым механизмам (например, к лебедке), этот угол не превышает 20° .

3. При передаче момента от КП или раздаточной коробки к поддрессоренным агрегатам (ведущим мостам, ведущим колесам при независимой подвеске) угол перекоса осей валов равен $15\text{--}20^\circ$.

4. При передаче момента к ведущим управляемым колесам угол может достигать до $45\text{--}50^\circ$.

В соответствии с этим применяются:

– карданная передача с шарниром неравных угловых скоростей (ШНУС), включающая шарниры неравных угловых скоростей, расположенные на карданных валах (при необходимости используется промежуточная опора);

– карданная передача с шарниром равных угловых скоростей (ШРУС), включающая два шарнира равных угловых скоростей, соединенных приводным валом;

– полукарданный упругий шарнир, обеспечивающий передачу крутящего момента между двумя валами, расположенными под небольшим углом, за счет деформации упругого звена (например, упругая муфта Гуибо (Guibo)).

Последовательность выполнения работы

При расчете карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей определяются параметры карданного вала, крестовины, вилок и подшипников карданного шарнира.

1. Расчет карданного вала.

1.1. Максимальная угловая скорость карданного вала.

$$\omega_{\text{к.в.}}^{\text{max}} = \omega_{eN} \cdot u_{\text{кп.в}} \cdot k,$$

где $\omega_{\text{к.в.}}^{\text{max}}$ – максимальная угловая скорость карданного вала, с^{-1} ;

ω_{eN} – угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, с^{-1} ;

$u_{\text{кп.в}}$ – передаточное число высшей ступени коробки передач;

k – коэффициент.

Значения коэффициента k :

– для бензиновых двигателей без ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала – $k = 1,2$;

– для дизелей и бензиновых двигателей с ограничителем максимальной частоты вращения коленчатого вала – $k = 1,0$.

1.2. Расчетный крутящий момент.

Для карданных валов за расчетный крутящий момент $M_{\text{кв}}$ (Н·м) принимают наименьший из:

$$M_{\text{кв}} = M_{e \text{ max}} \cdot u_{\text{дв.в max}};$$

$$M_{\text{кв}} = G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_{\text{к}} / u_{\text{в.к, min}},$$

где $M_{e \text{ max}}$ – максимальный момент двигателя;

$u_{\text{дв.в max}}$ – максимальное передаточное отношение от двигателя до заданного вала (чаще всего это передаточное отношение первой передачи);

$G_{\text{сц}}$ – вес, приходящийся на ведущий мост, приводимый посредством рассчитываемого карданного вала;

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой, $\varphi = 0,7-0,8$;

$u_{в.к, \min}$ – минимальное передаточное отношение от заданного вала до колеса данного ведущего моста.

1.3. Критическая частота вращения карданного вала.

$$\omega_{кр} = 1,15 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_{КВ}^2},$$

где D, d – наружный и внутренний диаметр трубы карданного вала, м;

$L_{КВ}$ – длина карданного вала, м.

Из табл. 5.1, согласно максимальной угловой скорости карданного вала, выбираем размеры сечения трубы.

Таблица 5.1

Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

Размеры сечения, мм		Момент сопротивления сечения кручению, см ³	Полярный момент инерции сечения, см ⁴	Расчетный крутящий момент на карданном валу, Н·м, при напряжении кручения грузовые авто, 100–120 МПа	Допустимая длина карданного вала, см, при максимальной частоте вращения		
d	h				3000 мин ⁻¹	4000 мин ⁻¹	5000 мин ⁻¹
1	2	3	4	5	6	7	8
45	2,5	8,44	21,10	844–1000	134	116	104
46	2,5	8,81	22,46	881–1050	137	119	106
55	2,0	9,87	29,13	977–1180	149	129	115
55	2,5	12,47	37,40	1247–1500	150	130	116
55	3,5	17,82	55,23	1783–2140	151	131	117
63	3,5	23,16	81,06	2316–2780	161	139	125
66	2,0	14,12	49,43	1412–1700	162	140	126
71	1,6	12,97	48,11	1297–1560	168	145	130
71	1,8	14,63	54,57	1463–1750	168	146	130
71	2,0	16,30	61,14	1630–1950	168	146	130
71	2,1	17,15	64,48	1775–2060	169	146	131
71	2,2	17,99	67,83	1779–2180	169	147	131
71	2,5	20,54	78,05	2054–2460	169	147	131
71	3,0	24,84	95,63	2484–2980	170	147	132
82	2,5	27,26	118,60	2726–3280	181	157	140

1	2	3	4	5	6	7	8
82	3,0	32,93	144,90	3293–3950	182	158	141
82	3,5	38,67	172,10	3867–4640	182	158	141
82	4,0	44,51	200,30	4451–5340	183	159	142
94	3,5	50,51	255,10	5051–6050	195	169	151
94	4,0	58,08	296,20	5808–6950	195	169	151
100,5	6,0	101,50	571,00	10 150–12 200	202	175	157
104	4,0	70,76	396,30	7076–8500	205	178	159
104	4,5	80,03	452,20	8003–9600	206	178	159
104	5,0	89,40	509,60	8940–10 700	206	178	160

1.4. Коэффициент запаса по критической угловой скорости.

$$k = \frac{\omega_{\text{кр}}}{\omega_{\text{max}}} = \frac{n_{\text{кр}}}{n_{\text{max}}} = 1,5 \dots 2,0.$$

1.5. Напряжение кручения трубчатого вала.

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{КВ}} \cdot D}{0,2 \cdot (D^4 - d^4)}.$$

Если известен момент сопротивления кручению:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{КВ}}}{W_{\text{кр}}},$$

где $W_{\text{кр}}$ – момент сопротивления сечения кручению, м^3 .

Допустимые напряжения кручения для карданных валов грузовых автомобилей $[\tau_{\text{кр}}] = 100\text{--}120$ МПа.

1.6. Угол закручивания карданного вала.

Используется для оценки жесткости карданного вала, град:

$$\theta = \frac{M_{\text{КВ}} \cdot L_{\text{КВ}} \cdot 180}{\pi \cdot J_{\text{кр}} \cdot G},$$

где $J_{\text{кр}}$ – полярный момент инерции сечения, м^4 ;

G – модуль упругости при кручении, Па.

Полярный момент инерции нестандартного сечения трубчатого вала определяют по формуле:

$$J_{кр} = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32}.$$

Модуль упругости при кручении: $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа,

Допустимый угол закручивания: $[\theta] = 7-8^\circ$ на один метр длины.

2. Расчет крестовины карданного шарнира.

Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием расчетного крутящего момента.

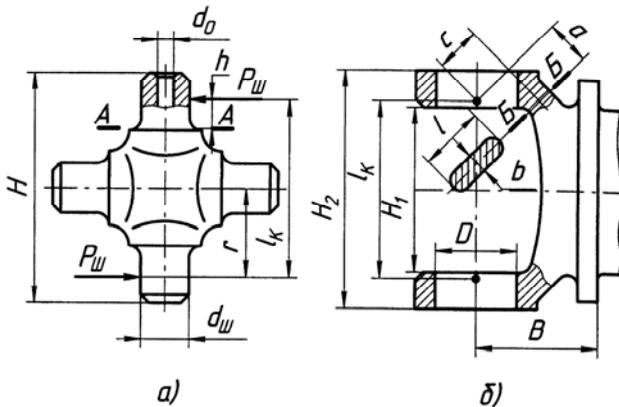


Рис. 5.1. Основные размеры карданного шарнира:
а – крестовина; б – вилка

2.1. Размер крестовины карданного шарнира по шипам H .

В качестве определяющего принимают размер H , который должен быть равным или большим, чем $H = 7,29 \cdot \sqrt[3]{M_{кв}}$ для КМ с бензиновыми двигателями и $H = 7,73 \cdot \sqrt[3]{M_{кв}}$ для КМ с дизельными двигателями (здесь H в мм, $M_{кв}$ в Н·м) (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Основные размеры крестовин карданных ШНУС

Показатель	Типоразмер			
	I	II	III	IV
Размеры, мм:				
H	57,170	74,20	80,0	90,0
$d_{ш}$	14,725	15,23	16,3	22,0
H_1	64,260	55,00	60,0	–
H_2	–	–	–	98,0
B	36,000	45,00	40,0	50,0
D	23,823	28,00	30,0	35,0
Обозначение подшипника	904902	704902	704702К2	804704
Число игл $z_{и}$	22	22	29	26
Диаметр иглы $d_{и}$, мм	2,4	2,5	2,0	3,0
Длина иглы $l_{и}$, мм	10,0	12,5	13,8	18,0
Грузоподъемность подшипника, кН:				
динамическая C^* ;	8,0(8,5)	7,2(8,0)	7,7(8,5)	13,7(15,0)
статическая C_0^{**}	4,5(11,2)	5,0(12,5)	6,0(15,0)	11,0(28,0)

Окончание таблицы 5.1

Показатель	Типоразмер			
	V	VI	VII	VIII
Размеры, мм:				
H	108,0	127,0	147,0	165,0
$d_{ш}$	25,0	33,65	33,65	45,0
H_1	–	–	–	–
H_2	118,0	135,0	155,0	173,0
B	65,0	74,0	86,0	85,0
D	39,0	50,0	50,0	62,0
Обозначение подшипника	804805	804907	804707	804709
Число игл $z_{и}$	29	38	38	50
Диаметр иглы $d_{и}$, мм	3,0	3,0	3,0	3,0
Длина иглы $l_{и}$, мм	18,1	18,0	24,0	24,0
Грузоподъемность подшипника, кН:				
динамическая C^* ;	14,5(16,0)	16,5(18,0)	21,0(23,0)	31,5(35,0)
статическая C_0^{**}	13,0(32,0)	17,0(43,0)	20,0(50,0)	27,0(67,0)

* В скобках указаны значения для подшипника высшей категории качества.

** В скобках приведены значения для подшипника, работающего в режиме качательного движения.

2.2. Плечо приложения максимальной нагрузки.

Определяется как расстояние от центра крестовины до середины шипа:

$$r = \frac{H_1 + H_2}{4}.$$

2.3. Максимальная нагрузка на шип крестовины.

$$P_{\text{ш max}} = \frac{M_{\text{кв}}}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma},$$

где γ – угол наклона осей карданной передачи ($\gamma = 15 - 20^\circ$), град.

2.4. Момент сопротивления сечения шипа изгибу.

$$W_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \right]}{32} \approx 0,1 \cdot d_{\text{ш}}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \right],$$

где $d_{\text{ш}}$ – диаметр шипа крестовины, м;

d_0 – диаметр смазочного отверстия, м.

2.5. Напряжение изгиба шипа в опасном сечении А-А (рис. 5.1).

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{P_{\text{ш max}} \cdot h}{0,1 \cdot d_{\text{ш}}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{\text{ш}}} \right)^4 \right]},$$

где h – плечо максимальной силы $P_{\text{ш max}}$ (определяется из условия, что сила приложена в середине игольчатых подшипников крестовины).

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{\text{и}}] = 250 - 300$ МПа.

2.6. Напряжение среза шипа крестовины.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4 \cdot P_{\text{ш max}}}{\pi \cdot (d_{\text{ш}}^2 - d_0^2)}.$$

Допустимые напряжения – $[\tau_{\text{ср}}] = 75 - 100$ МПа.

3. Расчет вилки карданного шарнира.

Вилка карданного шарнира в сечении *Б-Б* под действием силы $P_{ш}$ на плече a нагружается изгибающим моментом, а на плече c – скручивающим моментом.

3.1. Момент сопротивления сечения вилки изгибу.

$$W_{из} = \frac{b \cdot l^2}{6},$$

где b, l – высота и ширина сечения вилки карданного шарнира, м.

Высоту сечения вилки можно принять равной длине иглы подшипника карданного шарнира $l_{и}$.

$$b = l_{и}.$$

Ширину сечения принимают исходя из геометрии вилки:

$$h = D + 2 \cdot b.$$

3.2. Напряжение изгиба вилки.

$$\sigma_{из} = \frac{P_{ш \max} \cdot a}{W_{из}},$$

где a – плечо изгиба, м.

Плечо изгиба принимаем равным высоте сечения $a = b$.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{из}] = 60\text{--}80$ МПа;

3.3. Момент сопротивления сечения кручению.

$$W_{кр} = \frac{k \cdot b \cdot l^2}{6},$$

где k – коэффициент, зависящий от отношения ширины сечения вилки к его высоте.

l/b ...	1,0	1,5	1,75	2,0	2,5	3	4	10
k ...	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,312

3.4. Напряжение кручения вилки.

$$\tau_{кр} = \frac{Q_{\max} \cdot c}{W_{кр}},$$

где c – плечо кручения, м.

Плечо кручения c можно найти согласно выражению:

$$c = \sqrt{\frac{D^2}{2} + \left(\frac{H_2}{2} - r\right)}, \text{ мм.}$$

Допустимые напряжения кручения – $[\tau_{кр}] = 120\text{--}150$ МПа.

4. Расчет подшипников карданного шарнира.

Игольчатые подшипники карданных шарниров рассчитывают по допустимой нагрузке:

$$P_{\text{доп}} = 7900 \cdot \frac{z_{\text{и}} \cdot l_{\text{и}} \cdot d_{\text{и}}}{\sqrt[3]{\frac{n_{\text{М}}}{u_{\text{тр}}} \cdot \text{tg}\gamma}},$$

где $P_{\text{доп}}$ – допустимая нагрузка на подшипник, Н;

$z_{\text{и}}$ – количество иголок в подшипнике;

$l_{\text{и}}$ – длина иголки, см;

$d_{\text{и}}$ – диаметр иголки, см;

$n_{\text{М}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте двигателя, об/мин;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии до рассчитываемой карданной передачи.

После расчета допустимой нагрузки необходимо проверить полученное значение на соответствие условию:

$$P_{\text{доп}} > P_{\text{шmax}}.$$

Задание

1. Определить основные геометрические параметры карданного вала, крестовины и вилок.
2. Определить нагрузочные режимы и проверить выбранные параметры карданной передачи по допускаемым напряжениям.
3. Рассчитать подшипники крестовины.
4. Результаты расчетов свести в таблицу.
4. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
5. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к карданным шарнирам.
2. Как классифицируются карданные шарниры?
3. Где устанавливаются карданные шарниры и какие допускаются предельные углы соединяемых валов для различных типов карданных шарниров?
4. Для чего используется промежуточная опора в карданной передаче?
5. Изменяет ли карданная передача величину крутящего момента?
6. Как изменяется угловая скорость соединяемых валов в кардане неравных угловых скоростей?
5. Какие типы блокирующих устройств наиболее распространены в КП?
6. На каких валах КП наиболее целесообразно устанавливать синхронизаторы?

Практическая работа № 6. РАСЧЕТ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: получить навыки расчета главной передачи, определить ее передаточное отношение, силы, действующие в зацеплении шестерен, и напряжения в зубчатом зацеплении.

Общие сведения

Главная передача служит для постоянного увеличения крутящего момента.

Расчетным моментом для АТС общего назначения для главной передачи служит передаваемый максимальный крутящий момент на низшей передаче. Для полноприводных АТС за расчетный момент принимается момент по сцеплению, причем считается, что он распределен по мостам пропорционально весу.

На КМ применяются следующие типы главных передач:

- одинарные, содержащие одну зубчатую пару;
- двойные, имеющие более одной зубчатой пары в каждой ветви силового потока.

В свою очередь одинарные главные передачи бывают:

- конические с прямыми и криволинейными зубьями;
- цилиндрические прямозубые, косозубые и шевронные;
- гипоидные с верхним и нижним смещением;
- червячные с верхним и нижним расположением червяка.

Двойные главные передачи подразделяются на:

- центральные одно- и двухступенчатые (по числу переключаемых ступеней передаточных отношений);
- разнесенные с колесным, бортовым и с обоими редукторами.

1. Расчет цилиндрической главной передачи.

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях, проходных мостах многоосных машин, а также в двухступенчатых главных передачах.

Для обеспечения плавности зацепления число зубьев ведущей шестерни цилиндрической главной передачи должно быть не менее десяти, то есть $z_{\text{вщ,гп}} \geq 10$.

По передаточному числу главной передачи определяют число зубьев ведомого колеса, а затем передаточное число главной передачи уточняют по числу зубьев.

После проведения данных расчетов проводят оценку межосевого расстояния цилиндрической главной передачи.

Расчет зубчатых колес главной передачи на прочность и долговечность производят по формулам для цилиндрических зубчатых колес коробки передач. При этом допустимые напряжения: изгиба – $[\sigma_{из}] = 500 \div 700$ МПа; контактные – $[\sigma_{к}] = 1000 \div 1200$ МПа.

2. Расчет гипоидной главной передачи.

Гипоидная главная передача (рис. 6.1) применяется как на легковых, так и на грузовых автомобилях при передаточном отношении главной передачи менее $u_{гп} = 6-7$.

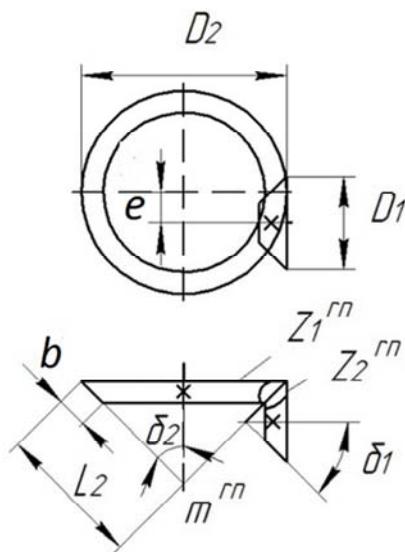


Рис. 6.1. Расчетная схема гипоидной главной передачи

2.1. Определение числа зубьев ведущей шестерни.

Число зубьев ведущей шестерни гипоидной главной передачи выбираем в зависимости от передаточного числа главной передачи из табл. 6.1.

Таблица 6.1

Число зубьев шестерни гипоидной главной передачи

$u_{гп}$	2,5	3	4	5	6
z_1	15	12	9	7	6

Минимальное число зубьев шестерни для грузовых автомобилей – $Z_{1\min} = 5-11$.

Для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число гипоидной главной передачи – не целое число.

2.2. Число зубьев ведомого зубчатого колеса.

$$z_2 = z_1 \cdot u_{гп}.$$

2.3. Определение напряжения изгиба.

Рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{P}{y \cdot b \cdot t_{н.ср}} = \frac{M_p}{r_{ср} \cdot y \cdot b \cdot t_{н.ср}},$$

где P – окружное усилие, Н;

y – коэффициент формы зуба;

b – длина зуба по образующей конуса, м;

$t_{н.ср}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса, м;

M_p – расчетный момент, Н·м;

$r_{ср}$ – средний радиус начального конуса зубчатого колеса, м.

2.4. Определение угла при вершине начального конуса.

Половину угла при вершине начального конуса определяют исходя из передаточного отношения главной передачи $u_{гп}$ согласно выражению:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = u_{гп};$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Следует учитывать, что для гипоидных передач должно выполняться условие:

$$\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ.$$

2.5. Длина образующей конуса колеса.

Длину образующей конуса колес передачи находим из рис. 6.2.

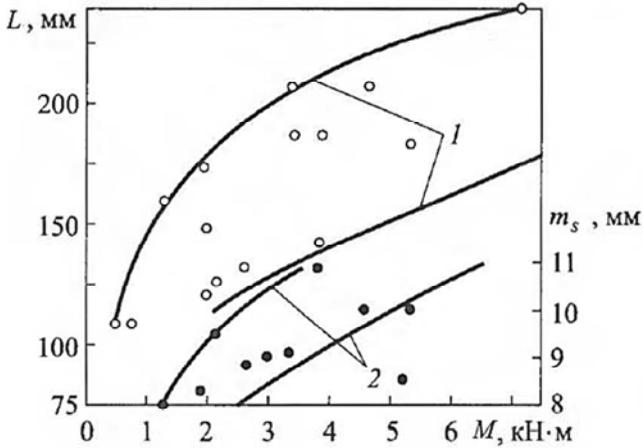


Рис. 6.2. Зависимости внешнего конусного расстояния L и торцевого модуля от расчетного момента для соответствующего зубчатого колеса

2.6. Гипоидное смещение.

$$e = (0,2 - 0,4) \cdot L_2.$$

2.7. Длина зуба по образующей конуса.

Приближенно можно вычислить по выражению:

$$b = 0,3 \cdot L_2.$$

2.8. Угол наклона спирали зубьев.

Для ведущей шестерни и ведомого колеса соответственно углы наклона спирали зубьев равны $\beta_1 = 45-50^\circ$, $\beta_2 = 20-30^\circ$.

При этом отношение $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1, 2 \dots 1, 5$ (для главных передач грузовых автомобилей – большие значения). Следует учитывать, что увеличение угла спирали приводит к повышению осевых нагрузок.

2.9. Эквивалентное приведенное числа зубьев.

$$z_{\text{экв}i} = \frac{z}{\cos^3 \beta_i \cdot \cos \delta_i}, \quad i = 1, 2.$$

2.10. Коэффициент формы зуба.

$$y_i = 0,154 - \frac{1,23}{z_{\text{экв}i}} + \frac{3,33}{z_{\text{экв}i}^2}, \quad i = 1, 2.$$

2.11. Торцовый модуль.

$$m_s = \frac{L_2}{0,5 \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}.$$

2.12. Торцовый шаг по основанию начального конуса.

$$t_s = m_s \cdot \pi.$$

Можно также принять согласно графическим зависимостям, приведенным на рис. 6.2.

2.13. Диаметры зубчатых колес по образующей начального конуса.

$$D_i = m_s \cdot z_i, \quad i = 1, 2.$$

2.14. Средние радиусы начальных конусов зубчатых колес.

$$r_{\text{ср}i} = \frac{D_i - b \cdot \sin \delta_i}{2}, \quad i = 1, 2,$$

где D_i – диаметры зубчатых колес по образующей начального конуса, мм.

2.15. Нормальный шаг в среднем сечении конуса.

$$t_{н.ср} = m_{н.ср} \cdot \pi = t_s \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_{ср2}} \cdot \sin \delta_2 \right) \cdot \cos \beta_2,$$

где t_s – торцовый шаг по основанию начального конуса, мм;

$r_{ср2}$ – средний радиус начального конуса ведомого зубчатого колеса, мм.

2.16. Расчетный момент для ведущей шестерни.

$$M_{p1} = M_{e\max} \cdot u_1.$$

2.17. Расчетный момент для ведомого колеса.

$$M_{p2} = M_{e\max} \cdot u_1 \cdot u_{гп}.$$

2.18. Окружные усилия на зубчатых колесах.

$$P_i = \frac{M_{pi}}{r_{срi}}, \quad i = 1, 2.$$

2.19. Изгибные напряжения.

$$\sigma_{wi} = \frac{P_i}{y_i \cdot b \cdot t_{н.ср}}, \quad i = 1, 2.$$

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_w] = 500\text{--}700$ МПа.

2.20. Радиусы кривизны по поверхности зубьев.

$$\rho_i = \frac{r_{срi}}{\cos^2 \beta_i \cdot \cos \delta_i}, \quad i = 1, 2.$$

2.21. Контактные напряжения.

$$\sigma_{Ki} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_i \cdot E}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad i = 1, 2,$$

где ρ_1, ρ_2 – радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно, мм;

E – модуль упругости первого рода, Па.

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

Угол зацепления шестерен для грузовых автомобилей – $\alpha = 20^\circ$.

Допустимые контактные напряжения – $[\sigma_k] = 1000\text{--}1200$ МПа.

Задание

1. Определить основные геометрические параметры гипоидной главной передачи.
2. Определить нагрузочные режимы и рассчитать напряженное состояние зубчатого зацепления главной передачи.
3. Результаты расчетов свести в таблицу.
4. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
5. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к главным передачам КМ.
2. Какие функции выполняет главная передача?
3. Назовите типы применяемых на КМ главных передач и приведите их краткую характеристику.
4. Что такое гипоидное смещение?
5. Как следует выбирать направление зубьев ведущего и ведомого колеса гипоидной передачи и почему?
6. Что такое разнесенная главная передача?
7. Чем отличается коническая главная передача от гипоидной? Назовите их преимущества и недостатки.

Практическая работа № 7. РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛА

Цель работы: получить навыки расчета дифференциала. Для конического дифференциала определить его КПД, а также рассчитать полуосевые шестерни, сателлиты и крестовину сателлитов на прочность.

Общие сведения

Дифференциал – механизм, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с разными угловыми скоростями.

В зависимости от места установки дифференциалы могут быть межосевые (распределяющие крутящий момент между мостами) и межколесные (распределяющие крутящий момент между ведущими колесами).

По характеру распределения крутящего момента дифференциалы делятся на симметричные и несимметричные. На современных автомобилях наибольшее распространение получили симметричные конические дифференциалы, причем как в качестве межколесных, так и в качестве межосевых.

Сателлиты и полуосевые шестерни конического дифференциала (рис. 7.1) выполняются прямоугобными.

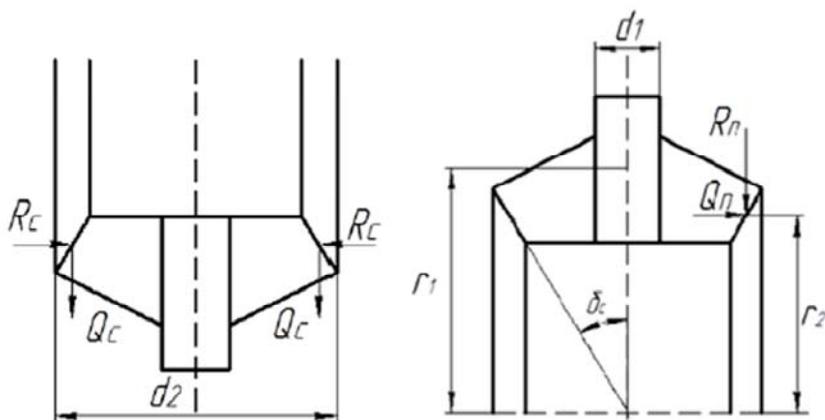


Рис. 7.1. Расчетная схема симметричного конического дифференциала

Порядок выполнения работы

При выборе основных параметров зубчатых колес конических дифференциалов могут быть использованы параметры дифференциалов прототипов или данные табл. 7.1, в соответствии с весовой нагрузкой, приходящейся на мост, и скоростными характеристиками автомобиля.

Таблица 7.1

Геометрические параметры конических дифференциалов

Автомобиль	Число зубьев		Внешний окружной модуль, мм	Конусное расстояние, мм	Угол профиля	Ширина венца, мм	Число сателлитов
	сателлитов	шестерен					
УАЗ-469	10	16	4,75	44,90	22°30'	35,0	4
ГАЗ-53А	11	22	5,75	62,62	22°30'	21,0	4
ЗИЛ-130	11	22	6,35	78,09	22°30'	27,0	4
Урал-375 Н	11	22	6,35	78,09	20°	27,0	4
КамАЗ-5320	11	22	6,35	78,09	22°30'	27,0	4
МАЗ-5335	11	20	5,50	62,77	20°	22,5	4
КрАЗ-257 Б1	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-540А	11	22	8,0	98,39	20°	30,2	4
БелАЗ-548А	11	22	9,0	110,68	20°	37,0	4

Число зубьев сателлитов и шестерен может быть, как четным, так и нечетным, но по условиям сборки должно подчиняться условию:

$$\frac{2 \cdot z_{ш}}{n_c} = k,$$

где $z_{ш}$ – число зубьев полуосевой шестерни;

n_c – число сателлитов;

k – целое число.

Шип крестовины под сателлитом испытывает напряжения смятия и среза.

1. Расчет напряжения смятия шипа крестовины.

1.1. Момент на корпусе дифференциала.

$$M_{\text{д}} = M_{\text{ем}} \cdot u_1 \cdot u_{\text{гп}},$$

где $M_{\text{ем}}$ – максимальный момент двигателя;

u_1 – передаточное отношение 1-й передачи КП;

$u_{\text{гп}}$ – передаточное отношение главной передачи.

1.2. Радиус приложения осевой силы, действующий на ось сателлита.

$$r_1 = r_2 = 0,5 \cdot m_s \cdot z_{\text{ш}},$$

где m_s – внешний окружной модуль, м.

1.3. Диаметр шипа крестовины.

$$d_1 = \sqrt{\frac{M_{\text{д}}}{n_c \cdot r_1 \cdot p_{\text{доп. с}}}},$$

где $p_{\text{доп. с}}$ – допустимое давление между шипами и сателлитами, Па.

Для грузовых автомобилей $p_{\text{доп. с}} = 100$ МПа.

1.4. Половина угла начального конуса сателлита.

$$\delta_c = \arctg \frac{z_c}{z_{\text{ш}}},$$

где z_c – число зубьев сателлита шестерни.

1.5. Длина оси, на которой вращается сателлит.

Приближенно рассчитывается как:

$$l = 1,5 \cdot b \cdot \cos \delta_c,$$

где b – ширина зубчатого венца сателлита, м.

1.6. Напряжения смятия шипа крестовины.

$$\sigma = \frac{M_{\text{д}}}{r_1 \cdot d_1 \cdot l \cdot n_c}.$$

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma] = 50\text{--}60$ МПа;

2. Определение напряжения среза шипа крестовины.

Напряжение среза шипа сателлита, Па:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_{\text{д}}}{\pi \cdot r_1 \cdot d_1^2 \cdot n_c}$$

Допустимые напряжения среза $[\tau] = 100\text{--}120$ МПа.

3. Расчет напряжения смятия торца сателлита.

Торцы сателлитов рассчитывают на смятие под действием осевой силы.

3.1. *Осевая сила на сателлите, Н.*

$$Q_c = \frac{M_{\text{д}}}{2 \cdot r_2 \cdot n_c} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_c,$$

где r_2 – радиус приложения окружной силы в зацеплении, м.

Угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

3.2. *Диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, м.*

$$d_2 = m_s \cdot z_c.$$

3.3. *Напряжение смятия торца сателлита, Па.*

$$\sigma_c = \frac{8 \cdot Q_c}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}$$

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_c] = 10\text{--}20$ МПа;

4. Напряжение смятия торца полуосевой шестерни.

4.1. *Осевая сила, действующая на полуосевую шестерню, Н.*

$$Q_{\text{п}} = \frac{M_{\text{д}}}{2 \cdot r_2 \cdot n_c} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_c.$$

4.2. Наибольший радиус торцовой поверхности шестерни.

Может быть принят равным радиусу приложения осевой силы, действующий на ось сателлита.

$$r_3 = r_1.$$

4.3. Наименьший радиус торцовой поверхности шестерни.

Приближенно может быть определен по формуле:

$$r_4 = 1,5 \cdot r_{п.о},$$

где $r_{п.о}$ – радиус полуоси, м.

Радиусы полуосей могут быть взяты из характеристик прототипов или из табл. 7.2.

Таблица 7.2

Диаметры полуосей КМ

КМ	ГАЗ-53А	МАЗ-500А	Урал-375Н	ЗИЛ-130	КрАЗ-257	БелАЗ-540А
$d_{ш}$, мм	42,0	42,0	48,0	48,0	58,0	58,0

4.4. Напряжение смятия торца полуосевой шестерни.

$$\sigma_{п} = \frac{Q_{п} \cdot n_c}{\pi \cdot (r_3^2 - r_4^2)}.$$

Допустимые напряжения смятия $[\sigma_{п}] = 40\text{--}70$ МПа;

5. Напряжения изгиба для зубьев сателлита и полуосевой шестерни.

Расчет зубьев по напряжениям изгиба производят по формулам, аналогичным для конических главных передач.

5.1. Расчетный момент на сателлите и на полуосевой шестерне.

$$M_p = M_c = M_{ш} = \frac{M_d}{2 \cdot n_c}.$$

5.2. Торцевой шаг по основанию начального конуса.

$$t_s = m_s \cdot \pi.$$

5.3. Диаметр сателлита по образующей начального конуса.

$$D_1 = m_s \cdot z_c.$$

5.4. Диаметр полуосевой шестерни по образующей начального конуса.

$$D_2 = m_s \cdot z_{ш}.$$

5.5. Половина угла при вершине начального конуса.

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1};$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

5.6. Средний радиус начального конуса сателлита.

$$r_{cp1} = \frac{D_1 - b \cdot \sin \delta_1}{2}.$$

5.7. Средний радиус начального конуса полуосевой шестерни.

$$r_{cp2} = \frac{D_2 - b \cdot \sin \delta_2}{2}.$$

5.8. Нормальный шаг в среднем сечении конуса для прямозубой передачи.

$$t_{н.ср} = t_s \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_{cp2}} \cdot \sin \delta_2 \right).$$

5.9. Эквивалентные приведенные числа зубьев.

$$z_{\text{экв}i} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}, \quad i = 1, 2.$$

5.10. Коэффициенты формы зуба.

$$y_i = 0,154 - \frac{1,23}{z_{\text{экв}i}} + \frac{3,33}{z_{\text{экв}i}^2}, \quad i = 1, 2.$$

5.11. Напряжения изгиба.

$$\sigma_{\text{н}i} = \frac{M_{pi}}{r_{\text{сп}i} \cdot y_i \cdot b \cdot t_{\text{н.сп}}}, \quad i = 1, 2.$$

Допустимые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{н}}] = 500\text{--}800$ МПа.

Если изгибные напряжения для зубьев сателлита превышают допустимые значения для решения этой проблемы возможно:

- увеличить число сателлитов;
- увеличить число зубьев сателлита или окружной модуль зубчатой передачи.

Задание

1. Определить основные геометрические параметры дифференциала.
2. Определить нагрузочные режимы и рассчитать напряженное состояние основных деталей дифференциала.
3. Основные результаты расчетов свести в таблицу.
4. Оформить отчет, содержащий последовательность расчетов с приведением конкретных вычислительных операций и полученных результатов (все параметры, используемые в расчетах, и результаты вычислений приводятся с указанием их размерностей).
5. Сформулировать вывод по результатам выполнения работы.

Контрольные вопросы

1. Перечислите требования, предъявляемые к дифференциалам.
2. Какие функции выполняет дифференциал?
3. Перечислите типы применяемых на КМ дифференциалов и приведите их краткую характеристику.
4. В чем разница между симметричным и несимметричным дифференциалом?
5. Для чего используется блокировка дифференциала?
6. В каком случае сателлиты дифференциала ведущего моста проворачиваются на своей оси?
7. Для чего предназначен межосевой дифференциал?
8. Чему равно внутреннее передаточное отношение симметричного дифференциала?

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектирование полноприводных колесных машин : учебник для вузов : в 3 т. / Б. А. Афанасьев [и др.] ; под ред. А. А. Полунгина. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – Т. 2. – 528 с.
2. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов : учебник для студентов вузов. – М. : Машиностроение, 2009. – 752 с.
3. Вахламов, В. К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета : учебник для студ. вузов. – М. : Изд. центр «Академия», 2008. – 480 с.
4. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А. И. Гришкевич [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 272 с.
5. Шарипов, В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов / В. М. Шарипов. – М. : МГТУ «МАМИ», 2002. – 300 с.
6. Конструирование и расчет автомобилей и тракторов. Основы расчета: метод. указания к практическим занятиям для студентов по направлению подготовки 190109 – «Наземные транспортно-технологические средства» (спец. 190109.65.0001) / сост. Ю. М. Яковлев. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2011. – 34 с.
7. Расчет сцепления автомобилей: метод. указания по курсовому проектированию и практическим занятиям для студентов специальностей 190601 – «Автомобили и автомобильное хозяйство», 190603 – «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (автомобильный транспорт)» / СПб. гос. архит.-строит. ун-т; сост.: П. А. Кравченко, Н. Н. Воронин. – СПб., 2007. – 30 с.
8. Чичинадзе, А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / АН СССР; Науч. совет по трению и смазкам; Гос. науч.-исслед. ин-т машиноведения. – Москва : Наука, 1967. – 231 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Практическая работа № 1. Определение массы машины, выбор шин, двигателя и передаточных чисел трансмиссии.....	5
Практическая работа № 2. Расчет фрикционного сцепления.....	18
Практическая работа № 3. Выбор основных размеров коробки передач.....	32
Практическая работа № 4. Расчет синхронизаторов вальных КП.....	39
Практическая работа № 5. Расчет карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей.....	47
Практическая работа № 6. Расчет главной передачи.....	57
Практическая работа № 7. Расчет дифференциала.....	63
Литература.....	72

Учебное издание

ПОВАРЕХО Александр Сергеевич

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для обучающихся по специальности
1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные
и колесные машины (по направлениям)»

Редактор *Н. А. Костешева*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 05.12.2022. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 4,30. Уч.-изд. л. 2,89. Тираж 100. Заказ 615.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.