



СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
SIBERIAN FEDERAL UNIVERSITY

В. А. Зеер, Д. Л. Окладников, П. С. Литвинов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

УДК 629.33.001.63(07)+629.36.001.63(07)
ББК 39.33-022я73+39.34-022я73
З-474

Рецензенты:

В. Н. Холопов, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобили и транспортно-технологические машины» Сибирского государственного университета науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнёва;

А. В. Кузнецов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы и автомобили» Красноярского государственного аграрного университета

Зеер, В. А.

З-474 Проектирование автомобилей и тракторов : учеб. пособие /
В. А. Зеер, Д. Л. Окладников, П. С. Литвинов. – Красноярск :
Сиб. федер. ун-т, 2020. – 226 с.
ISBN 978-5-7638-4333-0

Представлены основы проектирования узлов и агрегатов автомобилей и тракторов, их технологического, дополнительного оборудования. Приведены нормативно-справочные, вспомогательные материалы, образцы, примеры, необходимые для проектирования техники и оборудования. Рассмотрен порядок проведения курсового проектирования.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальности 23.05.01.01 «Автомобили и тракторы».

Электронный вариант издания см.:
<http://catalog.sfu-kras.ru>

УДК 629.33.001.63(07)+629.36.001.63(07)
ББК 39.33-022я73+39.34-022я73

ISBN 978-5-7638-4333-0

© Сибирский федеральный
университет, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	6
1. Определение центра масс автомобиля с буксируемым орудием	8
2. Расчет основных показателей ДВС, необходимых для движения автопоезда в заданных условиях.....	14
2.1. Определение требуемой мощности ДВС проектируемого ТС	14
2.2. Построение скоростной характеристики ДВС проектируемого автомобиля.....	19
3. Подбор передаточных чисел трансмиссии	22
3.1. Расчет параметров главной передачи.....	22
3.2. Определение передаточных чисел КПП	23
3.3. Расчет параметров раздаточной коробки	25
4. Анализ эксплуатационных свойств проектируемого автомобиля	28
4.1. Анализ тягово-скоростных свойств проектируемого автомобиля.....	28
4.2. Определение показателей маневренности проектируемого автомобиля.....	33
4.3. Определение показателей устойчивости проектируемого автомобиля.....	34
5. Проектирование дополнительного оборудования	36
6. Соединения деталей машин и методики их прочностных расчетов	38
6.1. Общие сведения	38
6.2. Резьбовые соединения	41
6.2.1. Геометрические параметры резьбы.....	42
6.2.2. Основные типы резьб	44
6.2.3. Прочностные расчеты резьбовых соединений.....	47
6.3. Заклепочные соединения.....	56
6.4. Прессовые соединения	61
6.5. Шпоночные соединения	64
6.6. Зубчатые (шлицевые) соединения.....	71
6.7. Сварные соединения	74

7. Методики расчета типовых элементов конструкций	79
7.1. Методика расчёта лапы съёмника	79
7.2. Методика расчета на контактную прочность	80
7.3. Методика расчета оси грузоподъемной машины	82
7.3.1. Расчёт оси грузоподъемной машины на статическую прочность	82
7.3.2. Расчёт оси грузоподъемной машины на усталостную прочность	83
7.4. Методика расчёта грузовой скобы	84
7.5. Методика расчета пальца	85
7.6. Методика расчёта подкоса	86
7.6.1. Силовой анализ кронштейна	87
7.6.2. Методика расчета стойки	90
7.6.3. Методика расчета стрелы	91
8. Проектирование приводов механизмов	94
8.1. Кинематический и силовой расчет приводов	94
8.1.1. Составление кинематической схемы привода	95
8.1.2. Определение параметров и подбор электродвигателя	97
8.1.3. Определение передаточных чисел привода	97
8.1.4. Определение частот вращения валов привода	99
8.1.5. Определение вращающих моментов на валах привода	100
8.2. Цепные передачи	101
8.2.1. Расчет цепных передач	102
8.2.2. Проектировочный расчет цепных передач	104
8.2.3. Проверочный расчет цепной передачи	108
8.3. Расчет ременных передач	111
8.3.1. Проектировочный расчет плоскоремных передач	112
8.3.2. Проверочный расчет плоскоремных передач	116
8.4. Расчет клиноременных передач	118
8.4.1. Проектировочный расчет клиноременных передач	118
8.4.2. Проверочный расчет клиноременных передач	123
8.5. Расчет цилиндрических зубчатых передач	124
8.5.1. Расчет допускаемых напряжений шестерен и колес	125
8.5.2. Проверочный расчет	143
8.6. Расчет червячных передач	149
8.6.1. Выбор материала червяка и шестерни	150
8.6.2. Расчет допускаемых контактных напряжений	152
8.6.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба	154

8.6.4. Расчет предельных допускаемых напряжений.....	155
8.6.5. Проектировочный расчет червячной передачи	156
8.6.6. Определение основных параметров червячной передачи	157
8.6.7. Проверочный расчет червячной передачи	163
Библиографический список.....	172
Приложения	175
Приложение А1	175
Приложение А2	176
Приложение А3	177
Приложение А4	178
Приложение А5	179
Приложение А6	180
Приложение Б1.....	181
Приложение Б2.....	183
Приложение Б3.....	186
Приложение Б4.....	192
Приложение Б5.....	194
Приложение Б6.....	196
Приложение Б7.....	202
Приложение Б8	206
Приложение Б9	208
Приложение Б10.....	210
Приложение Б11.....	212
Приложение Б12	218
Приложение Б13.....	219
Приложение Б14.....	220
Приложение Б15.....	221
Приложение Б16.....	222
Приложение Б17.....	223
Приложение Б18.....	224

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Проектирование автомобилей и тракторов» является одной из базовых профессиональных дисциплин 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» специализации 23.05.01.01 «Автомобили и тракторы». Знания и умения, получаемые в результате освоения курса, необходимы для дальнейшего обучения по дисциплинам «Конструирование и расчет автомобилей и тракторов», «Технологии производства автомобилей и тракторов» и др., а также для успешного выполнения и защиты дипломного проекта. Теоретический материал включает в себя несколько глав, тесно связанных между собой и образующих общее понимание основ, целей и задач проектирования новой техники, технологического и дополнительного оборудования к ней. Одной из контрольных точек, оценивающих освоение дисциплины, является защита курсового проекта. Выполнение курсового проектирования позволяет развивать, закреплять у студента профессиональные навыки в области выбранной специальности.

Качество подготовки, а также умение студента самостоятельно решать поставленные задачи, использовать полученные знания и практические навыки оценивает на основе предоставленных материалов преподаватель.

В рамках работы на первом этапе студент выполняет проектирование автомобиля под заданные условия, включая буксируемое орудие. В качестве прототипа используется один из серийно выпускаемых автомобилей, находящихся в эксплуатации в Вооруженных силах РФ, то же относится к орудиям и боеприпасам к ним. При проектировании автомобиля определяются необходимые параметры силовой установки, трансмиссии и т. д. На основании полученных данных проводится анализ эксплуатационных свойств проектируемого ТС (тягово-скоростных, маневренности и устойчивости) и сравнение их с прототипом. Второй частью проекта является разработка дополнительного оборудования, в ходе выполнения которой необходимо:

- привести технико-экономическое обоснование разрабатываемому оборудованию (сформулировать его цель, назначение, принцип действия, отличие от аналогов, дать количественную оценку эффекта от применения данного оборудования и др.);

- спроектировать дополнительное оборудование в эскизной проработке;
- определить расчетную схему/ы дополнительного оборудования, его элементов (определить силы, моменты, действующие на элементы дополнительного оборудования);
- произвести прочностные расчеты как минимум трех деталей либо соединений деталей.

Такая организация работы студента на практике позволяет получить в дальнейшем максимальную эффективность при подготовке и успешной защите как курсового, так и дипломного проектов.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА МАСС АВТОМОБИЛЯ С БУКСИРУЕМЫМ ОРУДИЕМ

В соответствии с индивидуальным заданием на проектирование (см. прил. А) необходимо определить: автомобиль-прототип (общая компоновка, массогабаритные параметры снаряженного автомобиля, схема трансмиссии, типоразмер колес), буксируемое орудие (массогабаритные размеры), перевозимый груз – боеприпасы (индекс выстрелов и их количество), количество пассажиров (бойцов) и характеристика условий движения (максимальная скорость, дорожное покрытие, преодолеваемый подъем для автомобиля одиночного либо с буксируемым орудием).

При определении нормальных реакций дороги, действующих на оси автомобиля (автопоезда), нужно найти координаты центра масс груженого автомобиля. Для этого:

- вычерчивается контур автомобиля с буксируемым орудием (в стандартизованном масштабе) в 3 проекциях с размещением груза и пассажиров (согласно заданию принимаются габаритные размеры прототипа автомобиля, орудия, объема боеприпасов, среднестатистического размера бойца), при необходимости разрешается увеличение грузовой платформы;
- указываются центры масс (снаряженного автомобиля, водителя с пассажиром, находящихся в кабине, перевозимых боеприпасов), а также масса от орудия на прицепном устройстве; определяются (геометрически) координаты центров масс, указанных объектов, включая прицепное устройство.

При разработке расчетной схемы необходимо придерживаться следующих рекомендаций (*допущений*):

- в случае наличия задней и/или передней тележки (сдвоенные оси) для автомобилей с колесными формулами 8×8, 6×6 принимаем нормальные реакции дороги на заднюю и/или переднюю тележки посередине между осями тележки;
- в случае если неизвестны координаты центра масс снаряженного автомобиля-прототипа, принимаем их равными:

ордината

$$h_0 = 1,5 \cdot r_k, \quad (1.1)$$

абсцисса x_0

$$x_0 = 0,25 \cdot L, \quad (1.2)$$

где h_0 – ордината центра масс снаряженного автомобиля, м; r_k – свободный радиус колеса автомобиля, м; L – база автомобиля, м,

либо определяем из уравнения моментов, составленного относительно передней оси автомобиля (в случае если известна развесовка по осям снаряженного автомобиля-прототипа):

$$(m_{02} \cdot L - m_0 \cdot x_0) \cdot g = 0, \quad (1.3)$$

где m_{02} – масса, приходящаяся на заднюю ось (тележку) снаряженного автомобиля-прототипа, кг; L – база автомобиля-прототипа, м; m_0 – масса снаряженного автомобиля, кг; x_0 – абсцисса центра масс снаряженного автомобиля, м; g – ускорение свободного падения, м/с²;

- массу $m_{\text{пр.кр}}$ на прицепном устройстве принимаем равной одной четверти от полного боевого веса орудия:

$$m_{\text{пр.кр}} = 0,25 \cdot m_{\text{ор}}, \quad (1.4)$$

где $m_{\text{ор}}$ – полный боевой вес орудия,

- массу водителя и пассажира (бойцов) $m_{\text{ч}}$ и принимаем по среднестатистическим данным:

$$m_{\text{ч}} = m_{\text{ч.ст}} + m_{\text{обм}}, \quad (1.5)$$

где $m_{\text{ч}}$ – масса водителя, пассажира (бойца), кг; $m_{\text{ч.ст}}$ – масса среднестатистического человека, 75 кг; $m_{\text{обм}}$ – масса (полной выкладки солдата), 25 кг;

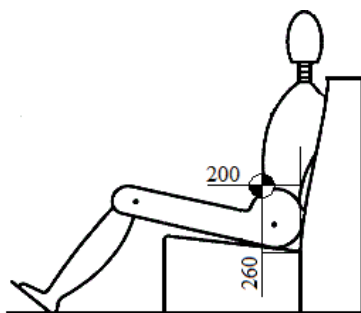


Рис. 1.1.1. Схема определения положения центра тяжести экипажа

- при определении положения центра тяжести сидящего экипажа принимаем, что он расположен в точке, находящейся на высоте 260 мм от самой низкой точки сиденья и на расстоянии 200 мм от нижнего края спинки (рис. 1.1);

- массу груза (боеприпасов) $m_{гр}$ определяем согласно заданию и с учетом масс специальной упаковки (ящиков):

$$m_{гр} = z_{ящ} (m_{ящ} + z_{сн.в.ящ} \cdot m_{сн}), \quad (1.6)$$

где $z_{ящ}$ – количество ящиков с боеприпасами, шт; $m_{ящ}$ – масса ящика (упаковки), кг; $z_{сн.в.ящ}$ – количество снарядов в ящике, шт; $m_{сн}$ – масса снаряда, кг;

- центр масс перевозимого груза располагаем в центре пространства, занимаемого этим грузом;

- при размещении груза необходимо учесть особенности, условия для размещения боеприпасов (количество, номенклатура, уровень загрузки и др.), а также массогабаритные размеры груза. В случае больших расхождений массогабаритных размеров груза относительно прототипа (более 25 %) необходимо уточнить задание.

Полная масса автомобиля, кг, с учетом буксируемого орудия

$$m_a = m_0 + z \cdot m_ч + m_{гр} + m_{пр.кр}, \quad (1.7)$$

без учета буксируемого орудия

$$m_a = m_0 + z \cdot m_ч + m_{гр}, \quad (1.8)$$

где z – число пассажиров вместе с водителем, шт.

Определяем абсциссу центра масс груженого автомобиля x_a по уравнению моментов, составленных относительно передней оси (тележки) – центра O (рис. 1.2), м, при этом не забывая учитывать знак « \pm » в зависимости от направления действия момента:

с учетом буксируемого орудия

$$[(m_0 \cdot x_0) + (m_{гр} \cdot x_{гр}) + (m_ч \cdot x_ч \cdot z) + (m_{пр.кр} \cdot x_{кр}) - (m_a \cdot x_a)] \cdot g = 0, \quad (1.9)$$

отсюда

$$x_a = \frac{(x_0 \cdot m_0) + (x_{гр} \cdot m_{гр}) + (x_ч \cdot m_ч \cdot z) + (x_{кр} \cdot m_{пр.кр})}{m_a}, \quad (1.10)$$

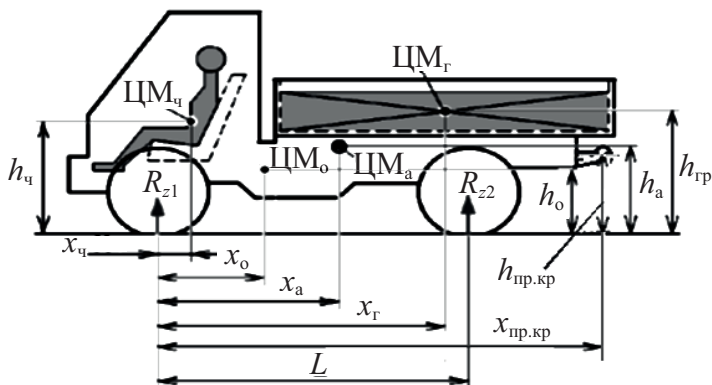


Рис. 1.2. Расчетная схема для определения координат центра масс груженого автомобиля

без учета буксируемого орудия

$$[(m_0 \cdot x_0) + (m_{гр} \cdot x_{гр}) + (m_ч \cdot x_ч) - (m_а \cdot x_а)] \cdot g = 0, \quad (1.11)$$

отсюда

$$x_а = \frac{(x_0 \cdot m_0) + (x_{гр} \cdot m_{гр}) + (x_ч \cdot m_ч \cdot z)}{m_а}, \quad (1.12)$$

где x – координаты (абсциссы) центров масс, соответственно, снаряженного автомобиля-прототипа, груза (боеприпасов), пассажиров с водителем, фаркопа относительно передней оси (тележки) автомобиля.

Аналогично определяем высоту центра масс груженого автомобиля $h_а$ (мысленно повернув расчетную схему вертикально), м:

с учетом буксируемого орудия

$$h_а = \frac{(m_0 \cdot h_0) + (m_{гр} \cdot h_{гр}) + (m_ч \cdot h_ч \cdot z) + (m_{пр.кр} \cdot h_{кр})}{m_а}, \quad (1.13)$$

без учета буксируемого орудия

$$h_а = \frac{(m_0 \cdot h_0) + (m_{гр} \cdot h_{гр}) + (m_ч \cdot h_ч \cdot z)}{m_а}, \quad (1.14)$$

где h – координаты (ординаты) центров масс соответственно снаряженного автомобиля-прототипа, груза (боеприпасов), пассажиров с водителем, фаркопа относительно опорной поверхности.

Далее определяем нормальные реакции дороги, действующие на груженный автомобиль, без учета и с учетом буксируемого орудия (с m_a и x_a будут различные), Н:

- на заднюю ось (тележку) в соответствии с уравнением моментов относительно передней оси (тележки):

$$(m_a \cdot x_a \cdot g) - (R_{z2} \cdot L) = 0, \quad (1.15)$$

отсюда

$$R_{z2} = \frac{m_a \cdot x_a \cdot g}{L} = m_{a2} \cdot g,$$

- на переднюю ось (оси) в соответствии с уравнением моментов относительно задней оси (тележки):

$$(R_{z1} \cdot L) - m_a \cdot (L - x_a) \cdot g = 0, \quad (1.16)$$

отсюда

$$R_{z1} = \frac{m_a \cdot (L - x_a) \cdot g}{L} = m_{a1} \cdot g, \quad (1.17)$$

проверка

$$R_{z1} + R_{z2} = m_a \cdot g, \quad (1.18)$$

где R_{z1} , R_{z2} – нормальные реакции, действующие соответственно, на переднюю и заднюю ось (тележки) груженого автомобиля, Н; m_{a1} , m_{a2} – масса, приходящаяся соответственно, на переднюю и заднюю ось (тележки)груженого автомобиля, кг.

Полученные и принятые расчетные данные можно представить в табличном виде (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Расчетные данные

Параметр	Значение для автомобиля	
	прототипа	проектируемого
Полная масса, кг		
Снаряженная масса автомобиля, кг		

1. Определение центра масс автомобиля с буксируемым орудием

Окончание табл. 1.1

Параметр	Значение для автомобиля	
	прототипа	проектируемого
Грузоподъемность автомобиля, кг		
Масса буксируемого орудия, кг		
Координаты центра масс снаряженного автомобиля: $x_0; h_0$, мм		
Координаты центра масс снаряженного автомобиля: без учета буксируемого орудия: $x_a; h_a$, мм с учетом буксируемого орудия: $x_a; h_a$, мм	->-	
Вес груженого автомобиля: без учета буксируемого орудия с учетом буксируемого орудия, Н	->-	
Нормальные реакции, действующие на переднюю ось (тележку) груженого автомобиля: без учета буксируемого орудия с учетом буксируемого орудия, Н	->-	
Нормальные реакции, действующие на заднюю ось (тележку) груженого автомобиля: без учета буксируемого орудия с учетом буксируемого орудия, Н	->-	

2. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВС, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ АВТОПОЕЗДА В ЗАДАННЫХ УСЛОВИЯХ

2.1. Определение требуемой мощности ДВС проектируемого ТС

Мощность двигателя определяется из условия обеспечения максимальной скорости автомобиля (автопоезда) в заданных дорожных условиях. Максимальная скорость достигается при ускорении автомобиля (автопоезда), равном нулю ($dv/dt = 0$). Уравнение баланса мощности при этих условиях имеет вид

$$P_k + P_\psi + P_\omega = 0, \quad (2.1)$$

где P_k – мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля при установившемся движении, кВт; P_ψ – мощность, необходимая для преодоления суммарного дорожного сопротивления движению груженного автомобиля (автопоезда), кВт; P_ω – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха автомобиля (автопоезда), кВт.

Подставляя значения P_k , P_ψ , P_ω , получаем выражение для определения искомой мощности двигателя:

без учета буксируемого орудия

$$P_{ev} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v + F_{\omega \max}}{(1 - k_{B.O.}) \cdot \eta_{TP.B}} v_{\max}, \quad (2.2)$$

с учетом буксируемого орудия

$$P_{ev} = \frac{m_a \cdot g \cdot \psi_v + F_{\omega \max}}{(1 - k_{B.O.}) \cdot \eta_{TP.B}} v_{\max} + (0,75 \cdot m_{op} \cdot \psi_v), \quad (2.3)$$

где P_{ev} – мощность двигателя, Вт; m_a – полная масса автомобиля (без и с учетом буксируемого орудия согласно заданию), кг; m_{op} – масса орудия, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; v_{\max} – максимальная скорость автомобиля (согласно заданию), м/с; ψ_v – коэффициент суммарного дорожного сопротивления при v_{\max} ; $F_{\omega \max}$ – сила сопротивления воздуха

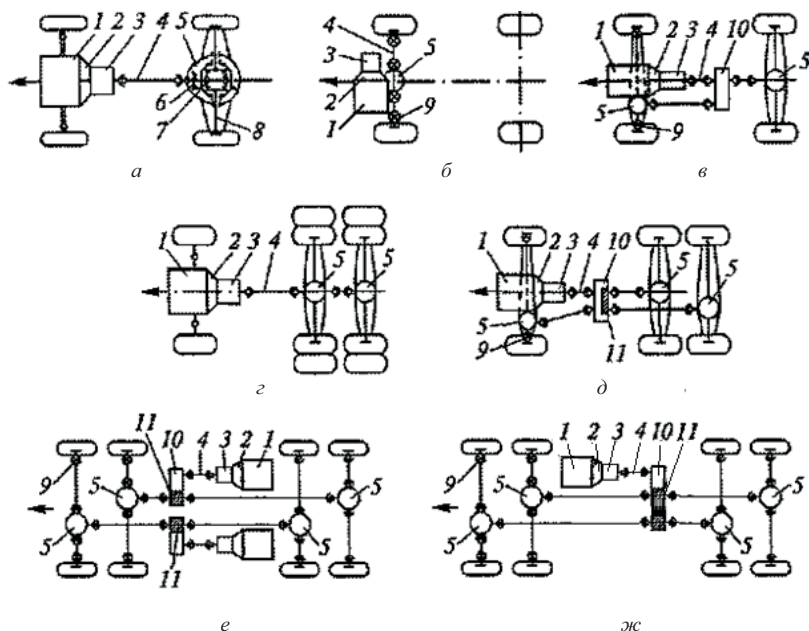


Рис. 2.1. Возможные схемы трансмиссии автомобиля – прототипа: а, б – 4 × 2; в – 4 × 4; г – 6 × 4; д – 6 × 6; е, ж – 8 × 8; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – карданная передача; 5 – ведущий мост; 6 – главная передача; 7 – дифференциал; 8 – полуоси; 9 – карданный шарнир; 10 – раздаточная коробка; 11 – межосевой дифференциал

при v_{\max} , Н; $k_{в.о}$ – коэффициент, учитывающий затраты мощности на привод вспомогательного оборудования двигателя, $k_{в.о}$ можно принять 0,05; $\eta_{тр.в}$ – КПД трансмиссии на высшей ступени коробки передач, обеспечивающей достижение v_{\max} .

Для определения КПД трансмиссии приводится ее схема согласно автомобилю-прототипу (рис. 2.1).

КПД трансмиссии равен произведению КПД механизмов, входящих в ее состав:

$$\eta_{тр} = \eta_k \cdot \eta_{кар} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{г}, \quad (2.4)$$

где η_k , $\eta_{кар}$, $\eta_{д}$, $\eta_{г}$ – КПД, соответственно, коробки передач, карданной передачи, дополнительной коробки передач и главной передачи.

Ниже приведены значения КПД трансмиссии различных типов автомобилей и ее отдельных механизмов:

Легковые автомобили	0,90...0,92
Грузовые автомобили и автобусы	0,82...0,85
Автомобили повышенной проходимости	0,80...0,85
Коробка передач: прямая передача	0,98...0,99
понижающая передача	0,94...0,96
Карданная передача	0,97...0,98
Главная передача: одинарная	0,96...0,97
двойная	0,92...0,94

КПД трансмиссии не остается постоянным в течение всего срока эксплуатации автомобиля. В начале эксплуатации нового автомобиля детали механизмов трансмиссии прирабатываются, и КПД в течение некоторого времени повышается. Далее на протяжении длительного периода он остается почти постоянным, а затем начинает снижаться вследствие изнашивания деталей, отклонения их размеров от номинальных и образования зазоров. После капитального ремонта автомобиля и последующей приработки деталей КПД трансмиссии вновь возрастает, но уже не достигает прежнего значения.

Коэффициент суммарного дорожного сопротивления ψ_v при максимальной скорости v_{\max} определяют по формуле

$$\psi_v = f_k + i_v, \quad (2.5)$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению; i_v – подъём, который должен преодолеть автомобиль, двигаясь на прямой передаче, $i_v = \sin \alpha$, (уклон α указан в задании в град).

Сопротивление качению эластичной шины на твердой поверхности зависит от множества факторов.

Сопротивление растет:

- с увеличением ширины профиля шины;
- с увеличением развитости грунтозацепов протектора;
- с увеличением жесткости состава резины;
- с увеличением неровности дороги.

Сопротивление уменьшается:

- с увеличением радиуса качения;
- с увеличением давления в шине.

Кроме того, на сопротивление качению шины по твердой поверхности оказывает конструкция шины и подвески, нагрузка на шину, режим движения и т. д.

При возрастании скорости автомобиля выше 50 км/ч коэффициент сопротивления качению шины при максимальной скорости автомобиля можно определить по формуле

$$f_k = f_0 \cdot \left(1 + \frac{v_{\max}^2}{1500} \right), \quad (2.6)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению в заданных условиях (табл. 2.1) (для асфальтобетонного покрытия согласно заданию).

Таблица 2.1

Коэффициенты сопротивления качению f_0 и сцепления φ_x

Вид дороги	f	φ_x при состоянии покрытия	
		сухое	мокрое
Асфальтобетонное покрытие	0,015...0,018	0,7...0,8	0,35...0,45
Гравийно-щебёночная дорога	0,020...0,030	0,6...0,7	0,3...0,4
Булыжная мостовая	0,025...0,035	0,4...0,5	–
Грунтовая дорога	0,03...0,15	0,5...0,6	0,2...0,4
Песчаная	0,17...0,30	0,5...0,6	0,4...0,5
Снежная укатанная дорога	0,03...0,04	0,2	0,3
Лёд	0,02...0,03	0,1	0,2

Сила сопротивления воздуха $F_{\omega \max}$, Н, находится по формуле

$$F_{\omega \max} = k_b \cdot F_a \cdot (v_{\max} \pm V_b), \quad (2.7)$$

где k_b – коэффициент сопротивления воздуха (обтекаемости), Нс²/м⁴; F_a – лобовая площадь автомобиля, м²; V_b – скорость ветра, м/с (знак «+» соответствует встречному ветру, знак «-» попутному).

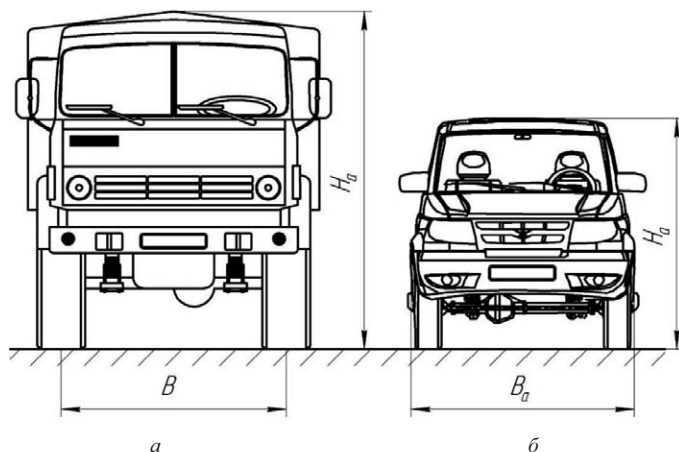


Рис. 2.2. Площади лобового сопротивления грузового (а) и легкового (б) автомобилей

Коэффициент сопротивления воздуха, зависящий от формы и качества поверхности автомобиля, определяется экспериментально при продувке в аэродинамической трубе. Коэффициент сопротивления воздуха, $(Н \cdot с^2)/м^4$, составляет 0,2...0,35 для легковых автомобилей, 0,35...0,4 – для автобусов и 0,6...0,7 – для грузовых автомобилей. При наличии прицепов сопротивление воздуха увеличивается, так как возрастает наружная поверхность трения и возникают завихрения воздуха между тягачом и прицепами. При этом каждый прицеп вызывает увеличение коэффициента k_v в среднем на 15...25 %.

Лобовая площадь автомобиля зависит от его типа (рис. 2.2). Ее приближенное значение можно вычислить по следующим формулам: для грузовых автомобилей и автобусов, $м^2$,

$$F_a = B \cdot H_a, \quad (2.8)$$

для легковых автомобилей, $м^2$,

$$F_a = 0,78 \cdot B_a \cdot H_a, \quad (2.9)$$

где B – колея колес автомобиля, м; H_a – наибольшая высота автомобиля, м; B_a – наибольшая ширина автомобиля, м.

Для обеспечения необходимого динамического фактора в области средних эксплуатационных скоростей определяют максимальную мощность двигателя по формуле

$$P_{e \max} = (1,05 \dots 1,10) \cdot P_{ev}. \quad (2.10)$$

2.2. Построение скоростной характеристики ДВС проектируемого автомобиля

Для облегчения задачи построения скоростной характеристики условного (по максимально требуемой мощности для обеспечения заданного режима движения проектируемого автомобиля) ДВС берется скоростная характеристика двигателя автомобиля-прототипа и масштабируется (кривые мощности и крутящего момента). При этом сначала определяем переводной коэффициент кривой мощности:

$$k_p = P_{e \max} / P_{e \text{ ном}}, \quad (2.11)$$

где $P_{e \max}$ – расчетное значение максимальной мощности ДВС проектируемого автомобиля, кВт; $P_{e \text{ ном}}$ – номинальное значение мощности ДВС автомобиля-прототипа, кВт.

Затем находим значение крутящего момента ДВС проектируемого автомобиля $T_{e \text{ н}}$ при номинальной мощности $P_{e \text{ ном}}$, Н·м:

$$T_{e \text{ н}} = P_{e \text{ ном}} / \omega_{e \text{ ном}}, \quad (2.12)$$

где $\omega_{e \text{ ном}}$ – угловая частота вращения коленчатого вала ДВС прототипа на номинальном режиме, с⁻¹.

Угловая частота вращения тела ω , с⁻¹ (коленчатого вала) выражается через частоту вращения n (об/мин) следующим образом:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}, \quad (2.13)$$

Затем находим переводной коэффициент кривой крутящего момента ДВС:

$$k_T = T_{e \text{ н}} / T_{e \text{ ном}}, \quad (2.14)$$

где $T_{e \text{ ном}}$ – крутящий момент ДВС автомобиля-прототипа на номинальном режиме (при максимальной мощности), Н·м.

Максимальный крутящий момент ДВС проектируемого автомобиля $T_{e \text{ max п}}$ (при частоте вращения коленчатого вала ДВС автомобиля-прототипа) находится, Н·м, по формуле

$$T_{e \text{ max п}} = T_{e \text{ max}} \cdot k_T, \quad (2.15)$$

где $T_{e \text{ max}}$ – максимальный крутящий момент ДВС автомобиля – прототипа, Н·м.

При построении скоростной характеристики ДВС проектируемого автомобиля указываем 4–7 точек, в которые как минимум входят значения эффективной мощности и крутящего момента при минимально-устойчивой частоте вращения коленчатого вала ДВС, на номинальном режиме (режим максимальной мощности) и при максимальном крутящем моменте ДВС (рис. 2.3).

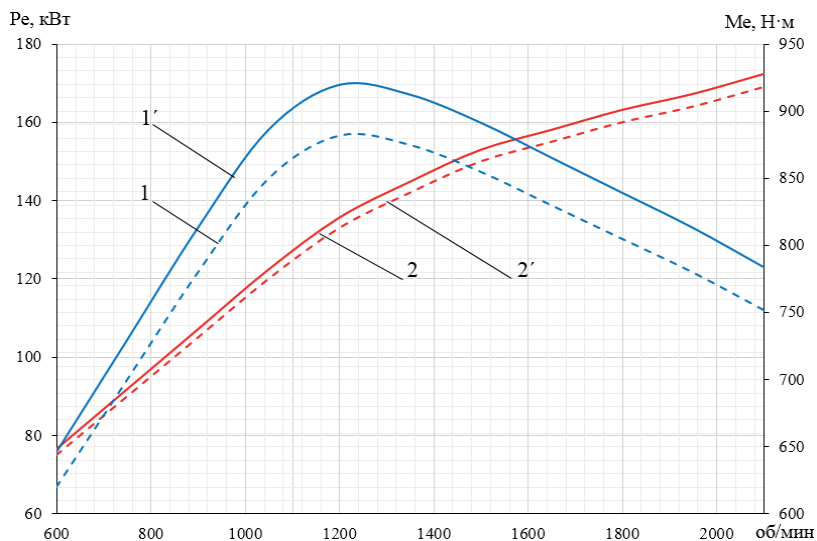


Рис. 2.3. Внешние скоростные характеристики ДВС автомобиля прототипа и ДВС проектируемого автомобиля: 1 и 1' – крутящий момент проектируемого ДВС и ДВС прототипа соответственно; 2 и 2' – мощность проектируемого ДВС и ДВС прототипа соответственно

Таблица 2.2

Расчетные данные

Параметр	Значение для автомобиля	
	прототипа	проектируемого
Максимальная (номинальная) мощность ДВС, кВт		
Номинальная частота вращения коленчатого вала ДВС, мин ⁻¹		
Максимальный крутящий момент ДВС, Нм		
Частота вращения коленчатого вала ДВС при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹		
Максимальная скорость груженого автомобиля (согласно задания, с буксируемым орудием, либо без него), км/ч	–	
Подъём, который должен преодолеть автомобиль при v_{\max} , α ; i_0 , град ед.	–	
Коэффициент сопротивления качению при v_{\max} , $f_{\text{к}}$, ед.	–	
Коэффициент суммарного дорожного сопротивления при v_{\max} , Ψ_0 , ед.	–	
Сила сопротивления воздуха при v_{\max} , $F_{\text{о max}}$, Н	–	

Полученные и принятые расчетные данные можно представить в табличном виде (табл. 2.2).