

56-2019

АВТОТРАКТОРНЫЙ И СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ТРАНСПОРТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы для студентов,
обучающихся по направлениям подготовки
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин
и комплексов», 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические
комплексы», специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-
технологические средства»

Воронеж 2019

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический
университет»

Кафедра строительной техники и инженерной механики
имени профессора Н. А. Ульянова

**АВТОТРАКТОРНЫЙ И СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ
ТРАНСПОРТ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы для студентов,
обучающихся по направлениям подготовки

23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»,
23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»,
специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Воронеж 2019

УДК 621.01
ББК 39.33-01я7

*Составители: Ю. Ф. Устинов, С. А. Никитин, Н. М. Волков,
Д. Н. Дегтев, А. А. Серов*

Автотракторный и специализированный транспорт: методические указания к выполнению курсовой работы для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: Ю. Ф. Устинов, С. А. Никитин, Н. М. Волков, Д. Н. Дегтев, А. А. Серов. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2019. – 38 с.

В методических указаниях приводится порядок выполнения курсовой работы по дисциплине «Автотракторный и специализированный транспорт».

Предназначены для студентов направлений подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы», специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» всех форм обучения.

Ил. 11. Табл. 10. Библиогр.: 9 назв.

**УДК 621.01
ББК 39.33-01я7**

Рецензент – А. В. Еремин, канд. техн. наук, доцент кафедры проектирования автомобильных дорог и мостов ВГТУ

*Печатается по решению учебно-методического совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

Конструктивная сложность автомобиля и трактора и многообразие требований, предъявляемых к ним, не позволяют оценить их свойства одним универсальным критерием. Поэтому соответствие конструкции автомобиля и трактора условиям работы и эффективность их использования в конкретной обстановке оценивают по всему комплексу эксплуатационных свойств, что позволяет изучить преимущества и недостатки принятых конструктивных решений.

В соответствии с вышеизложенным курсовая работа имеет цель дать студентам навыки в проектировании и расчете трансмиссий, определении основных экономических показателей автомобильного транспорта в конкретных условиях работы.

В процессе проектирования студенты приобретают навыки работы со специальной литературой, развивают творческое мышление и учатся самостоятельно разрабатывать вопросы эксплуатационного и конструктивного характера.

При выполнении курсовой работы во введении необходимо указать роль и место автотракторного и специализированного транспорта в комплексной механизации строительства. В пояснительной записке должно даваться пояснение всех принятых схем и формул. Для выбора параметров, не подвергающихся расчету, обоснованием должны служить конкретно сформулированные конструктивные или технологические соображения, рекомендации и аналоги с существующими конструкциями.

Пояснительная записка выполняется с использованием компьютера и распечатывается на листах бумаги размером 203×288 (формат А4). Графики выполняются на миллиметровой бумаге по лекалу или на компьютере.

Масштабы графиков и схем выбираются самостоятельно и помещаются в пояснительную записку.

Объем и содержание работы

Курсовая работа состоит из трех разделов:

I. Определение производительности автомобиля в конкретных условиях строительства на основе динамического паспорта.

II. Определение производительности автомобиля с гидро-механической трансмиссией в конкретных условиях строительства на основе динамического паспорта.

III. Определение производительности тракторного поезда в конкретных условиях строительства.

Предусматривается решение следующих задач.

Раздел I

1. Построение внешней характеристики двигателя автомобиля с параметрами, указанными в задании.
2. Определение передаточных чисел узлов трансмиссии (при этом требуется начертить кинематическую схему автомобиля).
3. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля.
4. Определение технической производительности автомобиля.

Раздел II

1. Выбор гидротрансформатора.
2. Определение диапазона совместной работы двигателя и гидротрансформатора.
3. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля с гидромеханической трансмиссией.

Раздел III

1. Определение количества и типа прицепов к трактору.
2. Определение производительности тракторного поезда.

РАЗДЕЛ I

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ В КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЯХ СТРОИТЕЛЬСТВА НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПАСПОРТА

1. Построение внешней характеристики двигателя

Производительность автомобиля зависит от его тягово-скоростных качеств. Поэтому данная курсовая работа начинается с подбора двигателя для автомобиля, заданного основными параметрами и условиями движения.

1.1. Расчет потребной мощности двигателя

Расчет потребной мощности двигателя производится по двум условиям:

1) мощность двигателя, прежде всего, должна обеспечивать максимальную скорость движения автомобиля на горизонтальной дороге с усовершенствованным покрытием, которая определяется по формуле

$$N_{e\max} = \frac{V_{\max}}{10^3 \eta \eta_{\text{э}}} (G_a f + k F V_{\max}^2), \text{ кВт}, \quad (1)$$

где – V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля, м/с;

η – К.П.Д. трансмиссии, выбирается постоянным для высшей передачи (табл. ПЗ);

$\eta_{\text{э}}$ – коэффициент потери мощности, зависящий от технического состояния двигателя (принимать для расчета $\eta_{\text{э}} = 0,9$);

G_a – полный вес автомобиля, Н;

f – коэффициент сопротивления качению (принимать $f = 0,02$);

k – коэффициент обтекаемости (для грузовых автомобилей принимать $k = 0,6 \dots 0,7$);

F – лобовая площадь автомобиля, то есть площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную продольной оси автомобиля, м². Принимать приближенно $F \approx B \cdot H$; здесь B – ширина автомобиля, м; H – наибольшая высота автомобиля, м;

2) автомобиль должен обладать динамическими качествами, которые позволяли бы ему двигаться по дорогам 5-ой категории, где допускается продольный угол до 5°30".

Для обеспечения движения без задержек и заторов скорость автомобиля должна быть на таких дорогах не ниже 25–30 км/ч.

В этом случае мощность может быть определена по формуле

$$N_{e30} = 1,07 \cdot G_a, \text{ кВт}, \quad (2)$$

где G_a – полный вес автомобиля, кН.

По наибольшей мощности, полученной при расчете по формулам (1) и (2) в соответствии с типом автомобиля и удельными показателями, выбирается необходимый двигатель (табл. П1).

1.2. Расчет внешней характеристики автомобиля

В случае отсутствия экспериментальных внешних характеристик двигателей можно воспользоваться методикой расчета внешней характеристики по эмпирическим формулам, при этом следует иметь в виду, что максимальное значение на кривой изменения мощности должно быть не менее расчетной (N_{e30} или $N_{e\max}$). Характерные точки кривых внешней характеристики выбранного двигателя следует подкорректировать, согласно технической характеристике, на данный двигатель, дополнить недостающими точками, после чего все данные внести в табл. 1.

При расчете внешней характеристики следует учитывать, что последняя точка внешней характеристики соответствует:

$N_{e\max} = 1,1n_{eN\max}$ – для всех карбюраторных двигателей;

$n_{e\max} = n_{eN\max}$ – для дизельных двигателей;

первая точка соответствует:

$n_{emin} = 800$ об/мин – для карбюраторных двигателей;

$n_{emin} = 500$ об/мин – для дизельных двигателей, где $n_{eN\max} = n_{eном}$ – номинальная частота вращения двигателя при максимальной мощности (номинальное число оборотов коленчатого вала двигателя);

$n_{e\max}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя;

n_{emin} – минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя.

Недостающие точки внешней характеристики двигателя определяются по формуле

$$N_e = N_{e\max} \left[c_1 \frac{n_e}{n_{eN\max}} + c_2 \left(\frac{n_e}{n_{eN\max}} \right)^2 - c_3 \left(\frac{n_e}{n_{eN\max}} \right)^3 \right], \text{ кВт}, \quad (3)$$

где $c_1 = c_2 = c_3 = 1$ – для карбюраторных двигателей;

$c_1 = 0,87, c_2 = 1,13, c_3 = 1,09$ – для двухтактных дизельных двигателей;

$c_1 = 0,53, c_2 = 1,56, c_3 = 1,09$ – для четырехтактных дизельных двигателей.

Для построения кривой изменения крутящего момента двигателя используется формула

$$M_e = 1000 \frac{N_e \cdot 30}{n_e \cdot \pi}, \text{ Нм}. \quad (4)$$

Все результаты расчета вносятся в табл. 1.

Параметры внешней характеристики двигателя

Показатель	n_{emin}	n_{e1}	n_{e2}	n_{e3}	n_{e4}	n_{e5}	$n_{e\text{ ном}}$
Мощность двигателя, <i>кВт</i>							
Крутящий момент, <i>Нм</i>							

По данным табл. 1 строится график внешней характеристики двигателя. На графике по оси абсцисс откладывается частота вращения коленчатого вала двигателя n_e : в интервале 400-500 об/мин для карбюраторных двигателей и 200-250 об/мин для дизельных двигателей. По оси ординат откладывается мощность двигателя – N_e , крутящий момент – M_e . Образец типовой внешней характеристики представлен на рис. 1. Следует отметить, что построение часового G_T и удельного расхода топлива g_e в данной курсовой работе не предусматривается.

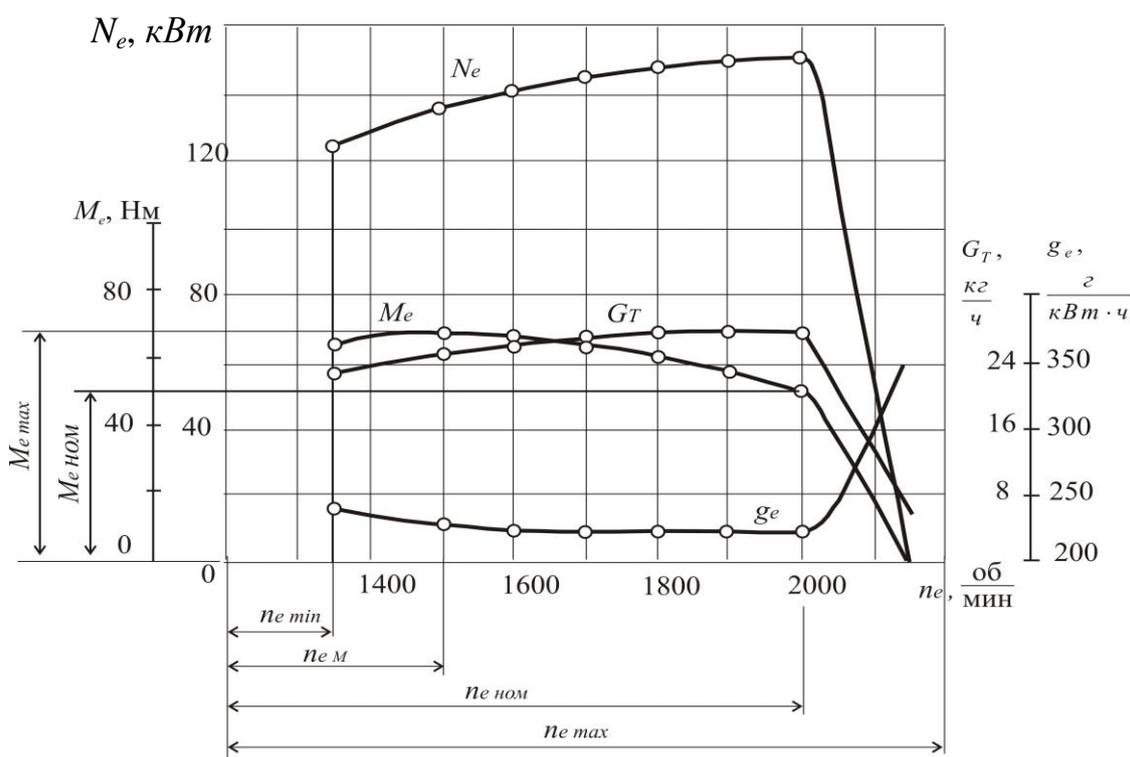


Рис. 1. Внешняя характеристика двигателя

Следующим этапом работы является выбор структурной схемы трансмиссии на основе прототипа и сложившихся тенденций в автомобилестроении. Следует наметить тип трансмиссии, число ведущих осей, потребность в постановке колесного редуктора.

2. Определение передаточных чисел узлов трансмиссии

В первую очередь необходимо определить передаточное число главной передачи, коробки перемены передач и, если требуется, колесной передачи.

2.1. Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи определяется по максимальной скорости движения автомобиля, которая осуществима на высшей передаче и на максимальной частоте вращения двигателя по формуле

$$i_{gl} = 0,377 \frac{r_k \cdot n_{e \text{ ном}}}{V_{\max} \cdot i_{\text{квыс}}}, \quad (5)$$

где $i_{\text{квыс}}$ – высшая передача коробки. Для автомобилей с высокооборотистым двигателем $i_{\text{квыс}} = 1$, то есть прямая передача. Для автомобилей, на которых установлен двигатель с максимальной частотой вращения коленчатого вала двигателя менее 2600 об/мин, $i_{\text{квыс}} = 0,81 \dots 0,71$ – ускоряющая передача.

r_k – радиус колеса, м;

V_{\max} – максимальная скорость, км/ч.

Радиус колеса r_k определяется по формуле

$$r_k = \left(\frac{d}{2} + A \right) \frac{\delta_{ш} \cdot 25,4}{1000}, \quad (6)$$

где $\delta_{ш}$ – коэффициент деформации шины ($\delta_{ш} = 0,94$ – для грузовых автомобилей);

d – диаметр обода колеса, дюймы;

A – высота профиля шины, дюймы. Следует учесть, что высота профиля шины приблизительно равна ширине профиля шины B , то есть $A \approx B$.

Для подбора шин необходимо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо автомобиля. На задней оси у многих автомобилей монтируются четыре шины, однако каждая шина задней оси испытывает большую нагрузку, чем шина переднего колеса, поэтому подбор шин грузового автомобиля производится по весовой нагрузке, приходящейся на одно заднее колесо.

Маркировка колес включает ширину профиля шины и посадочный диаметр обода, на который одевается шина. Цифры 200, 220, 240, 280, 300 и т.д. обозначают ширину профиля в миллиметрах, а 10.00, 11.00, 12.00 и т.д. – в дюймах. Цифры 508, 610, 838 и др. – посадочный диаметр обода в миллиметрах, а 13, 14, 15, 18, 20 и др. – в дюймах. В табл. П2 представлены некоторые шины для автомобилей средней грузоподъемности.

2.2. Определение числа ступеней коробки перемены передач

Число ступеней коробки переменных передач для заданного автомобиля выбирается по его типу.

Передаточное число первой передачи (i_1) определяется из условия возможности движения

$$\frac{r_k \cdot G_a \cdot \psi_{\max}}{M_{e\max} \cdot i_{2л} \cdot \eta_1} \leq i_1 \leq \frac{r_k \cdot G_{cy} \cdot \varphi}{M_{e\max} \cdot i_{2л} \cdot \eta_1}, \quad (7)$$

где G_{cy} – вес, приходящийся на ведущие колеса полностью груженого автомобиля, Н;

φ – коэффициент сцепления, $\varphi = 0,65$;

ψ_{\max} – максимальный коэффициент дорожного сопротивления; $\psi_{\max} = 0,3$;

$M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Нм;

η_1 – трансмиссии на первой передаче, $\eta_1 = 0,85$.

2.3. Определение передаточных чисел промежуточных передач коробки

Передаточные числа промежуточных передач коробки определяются по формуле

$$i_m = \sqrt[n-1]{i_1^{n-m}}, \quad (8)$$

где n – число ступеней коробки передач, выбираемое по типу автомобиля;

m – определяемая передача.

Передаточные числа, найденные по формуле (8), являются ориентировочными и при проектировании коробки передач могут несколько изменяться в зависимости от кинематического расчета всех элементов коробки, но в задачу данной работы это не входит.

Скорость автомобиля на соответствующей передаче определяется по формуле

$$V_a = 0,377 \frac{r_k \cdot n_e}{i_{2л} \cdot i_k}, \text{ км/ч.} \quad (9)$$

По результатам расчета и выбранного прототипа начертить кинематическую схему автомобиля. Допускается изображение структурной схемы автомобиля отдельно от кинематических схем коробки передач и дифференциала согласно рис. 2–4.

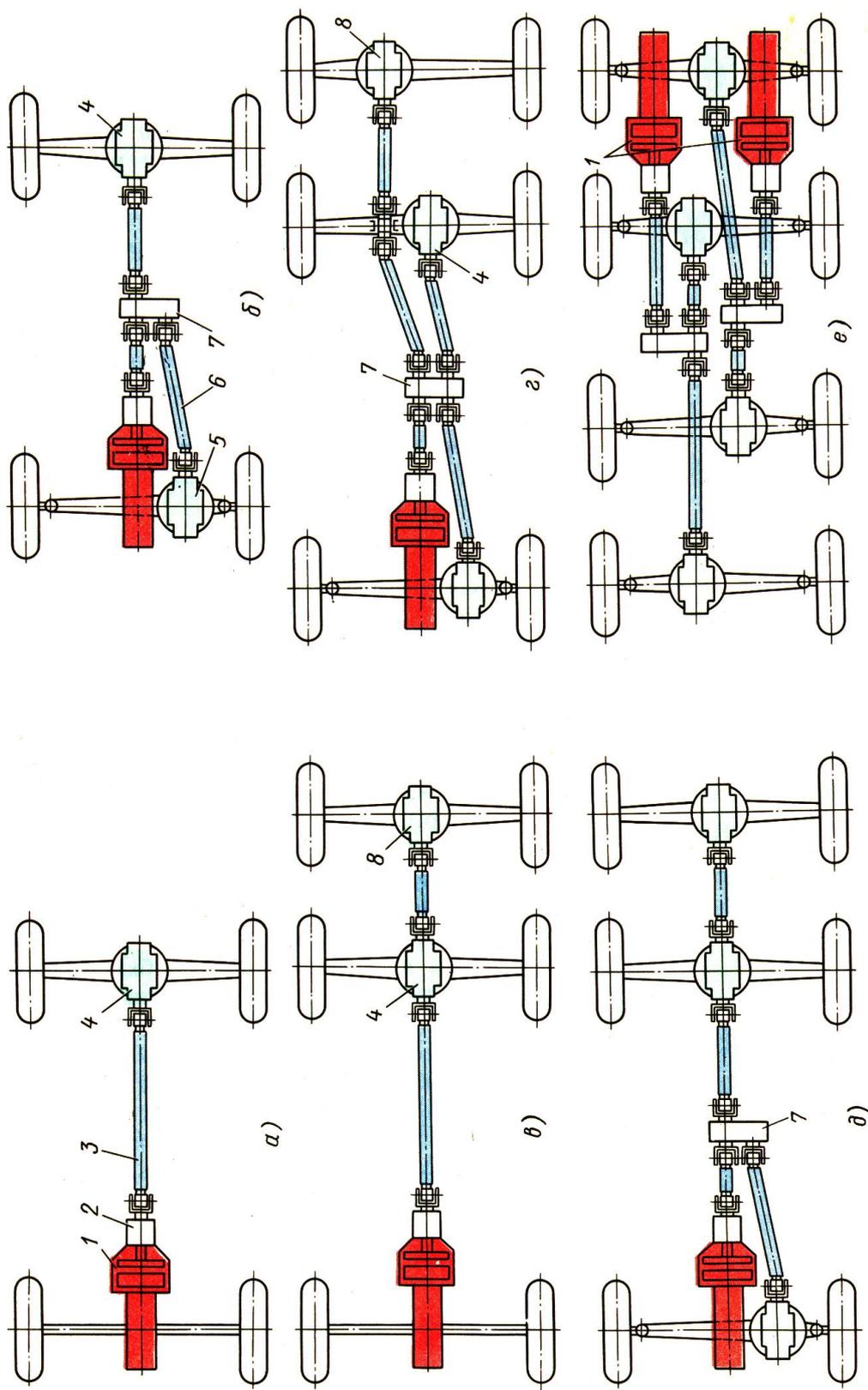
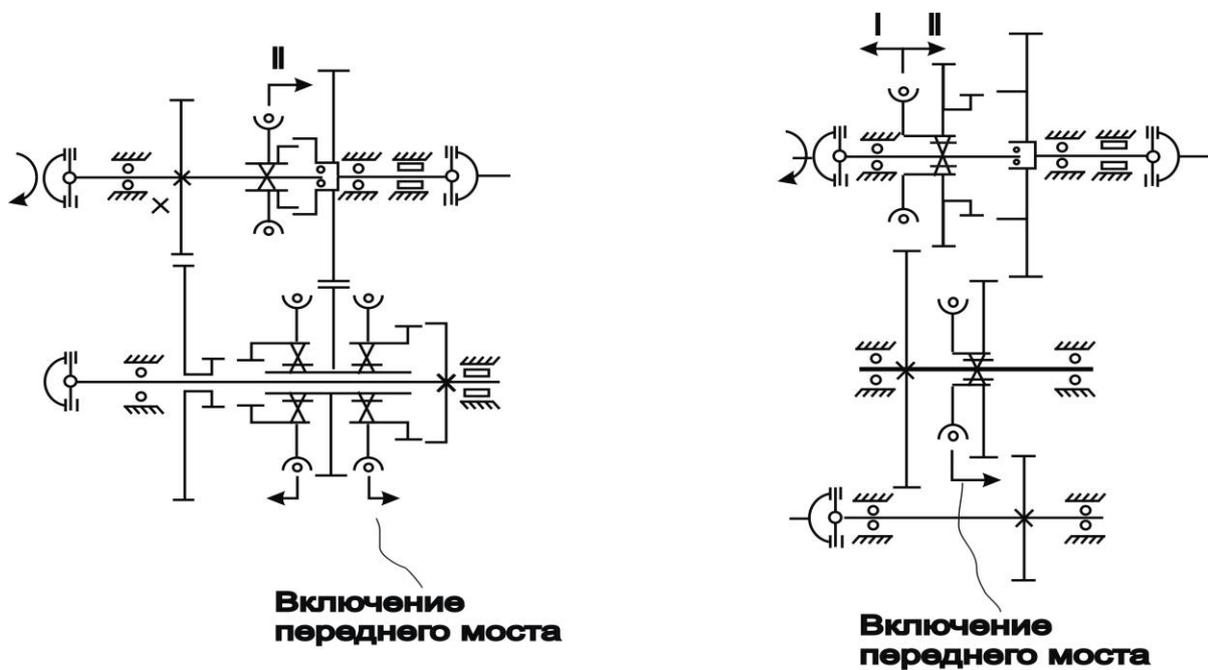


Рис. 2. Структурные схемы механических трансмиссий автомобилей с различными колесными формулами:

а – с одним задним ведущим мостом; *б* – с передним и задним ведущими мостами; *в* – с двумя задними ведущими мостами; *г* и *д* – с тремя ведущими мостами; *е* – с четырьмя ведущими мостами; *1* – сцепление; *2* – коробка передач; *3* и *б* – карданные валы; *4* и *ж* – задние ведущие мосты; *5* – передний ведущий мост; *7* – раздаточная коробка



a

б

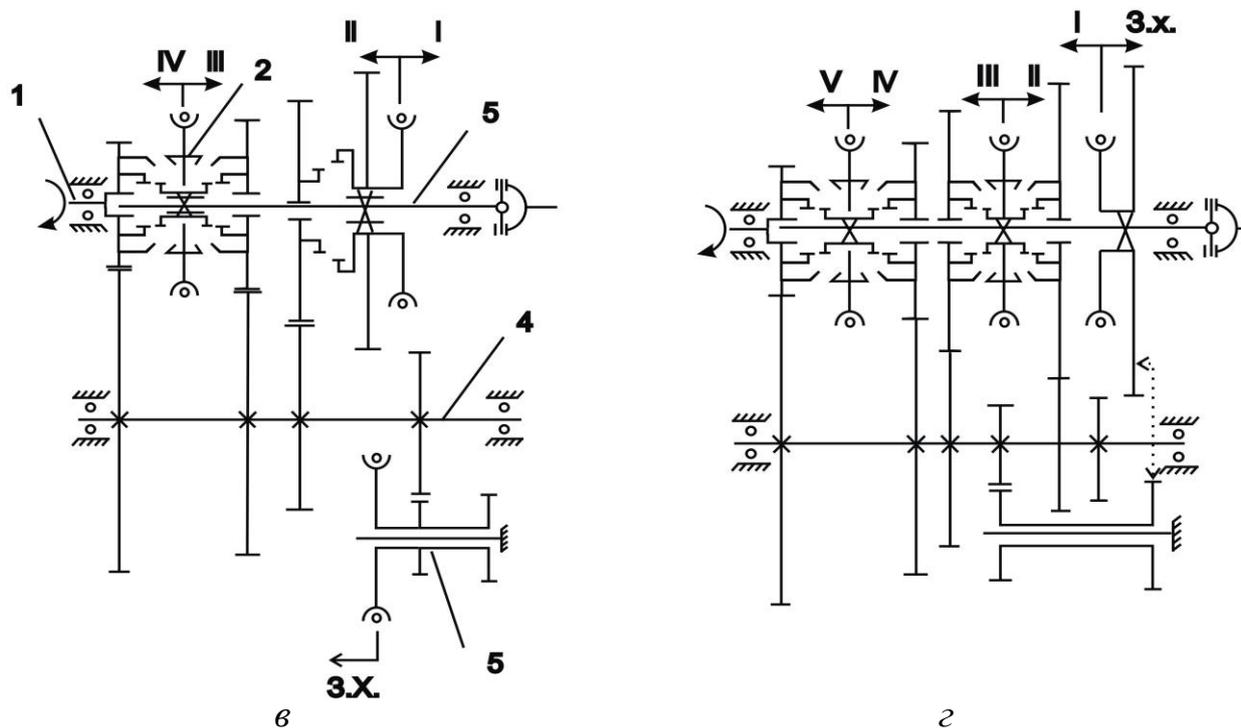


Рис. 3. Кинематические схемы раздаточных коробок и коробок передач:
a – трехвальная; *б* – четырехвальная; *в* – трехвальная; *г* – четырехвальная;
 1 – первичный вал; 2 – синхронизатор; 3 – вторичный вал; 4 – промежуточный вал;
 5 – блок шестерен заднего хода

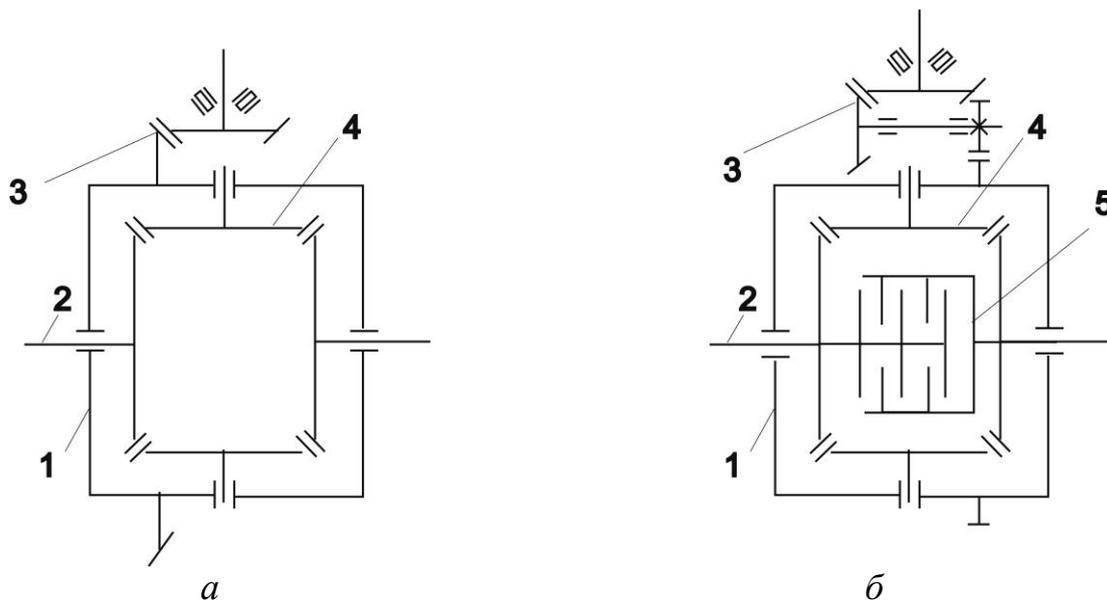


Рис. 4. Кинематические схемы дифференциалов и главных передач:
а – конический дифференциал с одноступенчатой главной передачей;
б – конический дифференциал с двухступенчатой главной передачей
и механизмом блокировки дифференциала;
1 – коробка дифференциала; 2 – полуось колеса; 3 – главная передача;
4 – сателлит; 5 – механизм блокировки с внутренней муфтой постоянного момента трения

2.4. Определение передаточного числа колесного редуктора и выбор схемы редуктора

Для увеличения момента на ведущих колесах автомобилей грузоподъемностью более 20 тонн в ступице колеса обычно устанавливается редуктор планетарного типа, что позволяет осуществить наиболее рациональную компоновку трансмиссии. Колесные редукторы позволяют увеличить общее передаточное число трансмиссии и разгрузить детали главной передачи.

Передаточное число существующих редукторов i_r определяется по условию реализации максимальной скорости движения автомобиля

$$i_r = 0,377 \frac{r_c n_{\max}}{V_{\max}}, \quad (10)$$

где r_c – силовой радиус колесного движителя, м;

n_{\max} – максимальная частота вращения полуоси, об/мин;

V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля, км/ч.

Если расчет по формуле (10) дает значение $i_r = 3 \dots 5$, то рекомендуется выбирать однопоточный планетарный редуктор, кинематическая схема которого представлена на рис. 5, а, б. Если $i_r \geq 10$, то должен применяться двух- или трехпоточный редуктор. Редуктор, представленный на рис. 5, в выполнен по двухпоточной схеме, что позволяет разгрузить второй, наиболее нагруженный планетарный ряд.

От полуоси крутящий момент передается солнечной шестерне 1 первого планетарного ряда. Водило 0 первого планетарного ряда соединено с солнечной шестерней второго планетарного ряда. Таким образом, в первом планетарном ряду происходит деление крутящего момента, часть которого снимается непосредственно коронной шестерней 2, а другая часть передается солнечной шестерней второго ряда. Неподвижным звеном второго планетарного ряда является водило 0, соединенное с рамой машины. Основным крутящим момент ступице колеса передается эпициклом 2 второго ряда.

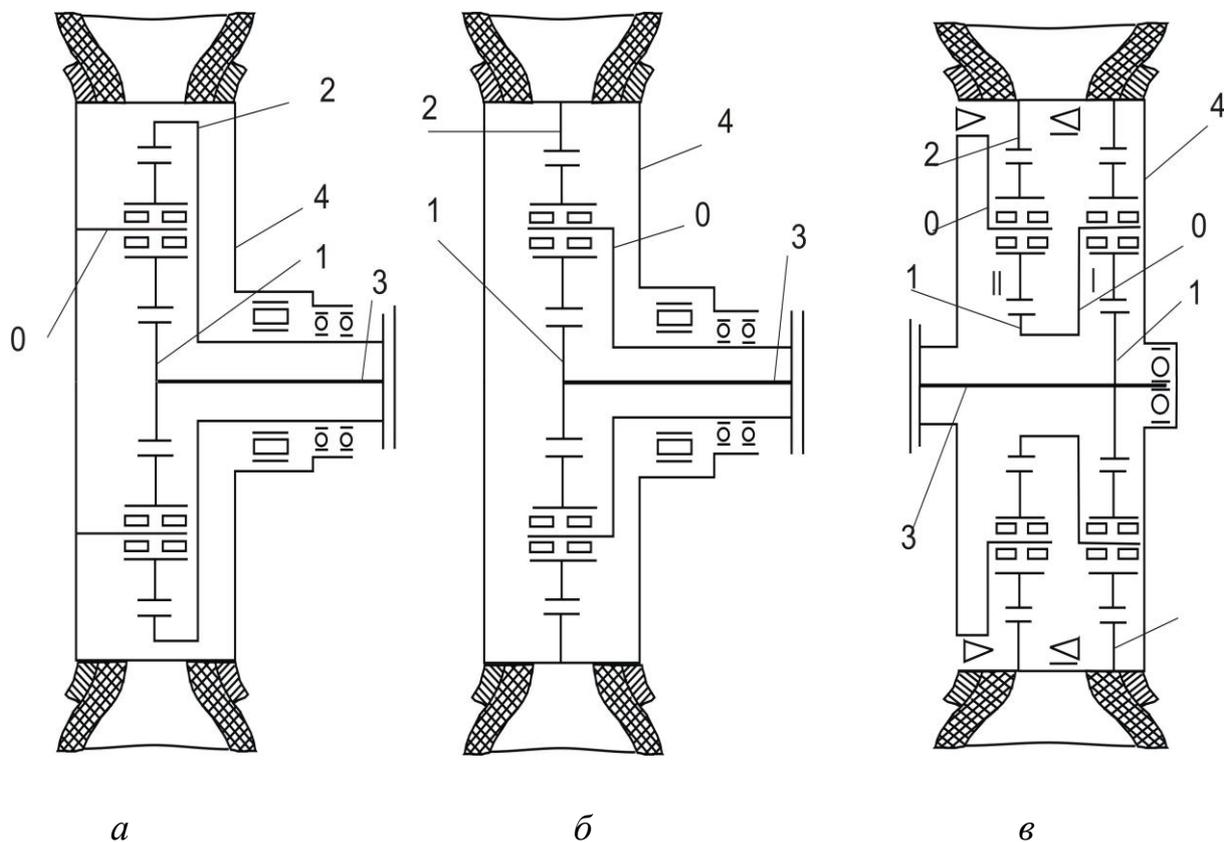


Рис. 5. Кинематические схемы колесных редукторов большегрузных автомобилей:
 а – соосный планетарный; б – соосный с неподвижным водилом;
 в – двухпоточный планетарный; I – первый планетарный ряд;
 II – второй планетарный ряд; 0 – водило планетарных рядов; 1 – солнечные шестерни;
 2 – коронные шестерни; 3 – полуоси; 4 – обод колеса

Суммирование потоков мощности производится ободом колеса 4, с которым жестко связаны обе коронных шестерни.

Наличие относительного потока (за счет вращения водила первого ряда) приводит к снижению потерь мощности в редукторе и, следовательно, повышению крутящего момента. Это является еще одним достоинством рассмотренного колесного редуктора.

Внешнее передаточное число двухступенчатого редуктора равно

$$i_{1I-2II} = -i_r. \quad (11)$$

С другой стороны, из уравнений кинематических характеристик планетарных механизмов I, II имеем

$$i_{1I-2II} = i_{12I} - i_{12II} (i_{12I} - 1), \quad (12)$$

где $i_{12I} = z_{2I} / z_{1I}$ – передаточное число первого планетарного ряда;

z – число зубьев соответствующих шестерен;

$$i_{12I} = (-1,5) \dots (-4,5);$$

$i_{12II} = z_{2II} / z_{1II}$ – передаточное число второго планетарного ряда.

Значение i_{1I-2II} всегда отрицательное, это показывает, что колесо вращается в сторону, обратную вращению входного вала редуктора.

Следовательно, для двухпоточных редукторов должно соблюдаться условие

$$i_r = i_{12I} - i_{12II} (i_{12I} - 1). \quad (13)$$

Передаточные числа, найденные по формуле (13), являются ориентировочными и в результате кинематического расчета редуктора при проектировании могут несколько изменяться. В задачу курсовой работы проектирование колесного редуктора не входит.

3. Динамический фактор. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля

Динамическим фактором называется отношение свободной силы тяги к полному весу автомобиля, то есть

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_a} = f \pm i + \frac{j}{g} \beta, \quad (14)$$

где D – динамический фактор;

i – уклон местности ($i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$, $\alpha = 5^{\circ}30'$);

β – коэффициент учета вращающихся масс:

$$\beta = 1 + 0,05(1 + i_k) \frac{G_a}{G}, \quad (15)$$

где i_k – передаточное число коробки перемены передач на соответствующей передаче;

G – вес автомобиля с нагрузкой, отличающейся от номинальной, Н;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

j – ускорение автомобиля, м/с²;

P_k – сила тяги на ведущих колесах, Н;

P_w – сопротивление воздушной среды, Н.

При равномерном движении автомобиля $j = 0$, то есть $D = f \pm i$.

Если величину динамического фактора на каждой передаче отложить на графике в зависимости от скорости движения, то получим динамическую характеристику автомобиля. С помощью динамической характеристики можно решать следующие задачи:

1. Определить установившуюся скорость движения автомобиля при известных дорожных условиях, то есть при известных f и i , так как $D = f \pm i$.

2. Определить максимальный подъем i при известной установившейся скорости V , так как $i = D - f$.

3. Определить ускорение автомобиля при заданной скорости V , так как $j = \frac{g}{\beta}(D - i - f)$.

При подсчете ускорений необходимо учесть, что коэффициент β имеет разные значения на различных передачах.

Сила тяги на ведущих колесах автомобиля определяется уравнением

$$P_k = P_w + P_f + P_a + P_g, \quad (16)$$

где сила тяги на ведущих колесах P_k определяется

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_k \cdot i_{zl} \cdot \eta}{r_k}. \quad (17)$$

Сила сопротивления воздушной среды:

$$P_w = \frac{k \cdot F \cdot V^2}{3,6^2}, \quad (18)$$

где k – коэффициент обтекаемости.

P_f – сила сопротивления качению, Н:

$$P_f = f \cdot G_a. \quad (19)$$

P_j – сопротивление силы инерции, Н:

$$P_j = G_a \cdot \frac{j}{g} \cdot \beta. \quad (20)$$

P_α – сила сопротивления от подъема дороги, Н:

$$P_\alpha = G_a \cdot i. \quad (21)$$

Необходимо учесть, что для горизонтальных участков дороги $\alpha = 0$.

При составлении динамической характеристики исходят из внешней характеристики двигателя и формул (9, 14–18), данные заносят в табл. 2.

Таблица 2

Формуляр для построения динамической характеристики

n_i , об/мин	1 передача			
	V_1	P_{k1}	P_{w1}	D_1
...
n_i , об/мин	i передача			
	V_2	P_{k2}	P_{w2}	D_2
...

Примечание: в таблицу заносятся значения показателей при изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя 400...500 об/мин – для карбюраторных двигателей; и 200...250 об/мин – для дизельных двигателей.

3.1. Учет нагрузки автомобиля

Из вышеприведенных формул следует, что при неизменных величинах P_k и P_w динамический фактор обратно пропорционален весу автомобиля, состоящему из полезной нагрузки (G_{sp}) и собственного веса автомобиля (G_0). Следовательно:

$$D_0 = \frac{G_a}{G_0} \cdot D, \quad (22)$$

поэтому в одном и том же отрезке ординаты D при порожнем автомобиле большей будет величина D_0 или, другими словами, масштаб ординаты динамического фактора на графике при порожнем автомобиле следует уменьшить в соотношении

$$\frac{G_a}{G_0} > 1,0. \quad (23)$$

На основании данных табл. 2 и учета нагрузки автомобиля необходимо построить динамический паспорт, образец которого для автомобиля с 4-х скоростной коробкой представлен на рис. 6.

3.2. Контроль буксования

Чтобы определить по динамической характеристике возможность движения автомобиля без буксования ведущих колес, находим динамический фактор по сцеплению D_{cy} . Для этого в формуле (14) заменим силу P_k ее максимальным значением по условию сцепления, то есть

$$D_{cy} = \frac{\varphi \cdot G_{cy} - P_w}{G_a}, \quad (24)$$

где G_{cy} – вес, приходящийся на ведущие колеса, Н;
 φ – коэффициент сцепления.

Буксование обычно происходит при малых скоростях, поэтому для упрощения расчетов можно принять $P_w = 0$. Тогда, если ведущие колеса только задние, то

$$D_{cy} = \frac{G_2}{G_a} \varphi, \quad (25)$$

где G_2 – вес, приходящийся на задние ведущие колеса.

Нанося на динамическую характеристику для груженого и порожнего автомобиля соответствующие прямые D_{cy} при различных значениях φ (соответственно участку дороги), выделяют области практического применения динамического фактора. Точки, лежащие выше прямых D_{cy} , в данных условиях движения не могут быть использованы.

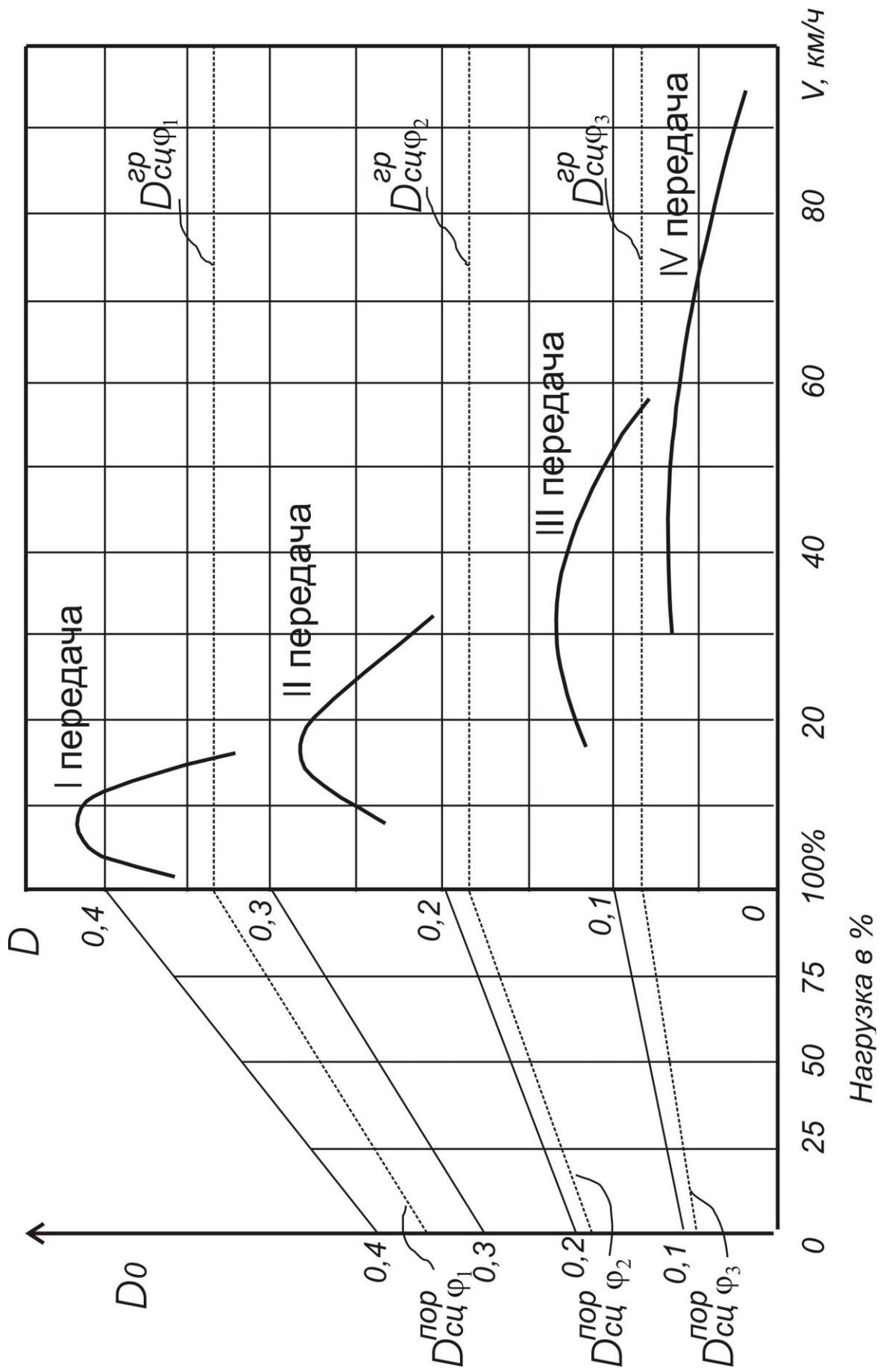


Рис. 6. Динамический паспорт автомобиля

4. Определение технической производительности автомобиля в конкретных условиях

Производительность автомобиля Π , т/ч, в общем случае может быть представлена следующей зависимостью:

$$\Pi = 3,6 \frac{G_{zp}}{T}, \quad (26)$$

где G_{zp} – масса перевозимого груза, кг;
 T – продолжительность рейса, с:

$$T = \sum_{i=1}^n K_{y.i}^{zp} t_i^{zp} + \sum_{i=1}^n K_{y.i}^{nop} t_i^{nop} + t_z + t_p, \quad (27)$$

где t_i^{zp} и t_i^{nop} – время движения по участкам трассы при длине каждого l и соответствующей скорости движения груженого и порожнего автомобиля;

n – количество участков;

t_z, t_p – время загрузки и разгрузки с учетом маневрирования, с;

$K_{y.i}^{zp}, K_{y.i}^{nop}$ – коэффициент, учитывающий время на разгон и замедление автомобиля в груженом и порожнем состоянии на i -ом участке.

$$K_{y.i}^{zp} = \frac{V_{cp}^{zp}}{V_i^{zp}}, \quad K_{y.i}^{nop} = \frac{V_{cp}^{nop}}{V_i^{nop}}, \quad (28)$$

где V_{cp}^{zp} и V_{cp}^{nop} – установившаяся средняя скорость движения по трассе в груженом и порожнем состоянии;

V_i^{zp} и V_i^{nop} – фактическая скорость на i -ом участке в груженом и порожнем состоянии, взятая из динамического паспорта.

Для всех вариантов курсовой работы предлагается трасса, характеристика которой представлена в задании. Продолжительность загрузки автомобиля принять 200 с, разгрузки – 100 с. Трасса состоит из трех участков.

Тормозной путь для всех автомобилей принять $S_r = 10$ м. Скорость порожнего автомобиля на тормозном режиме на участках 2 и 3 принимать равной 8,33 м/с (30 км/ч).

С использованием динамического паспорта заполняется табл. 3.

На основании данных табл. 3 определяется средняя скорость автомобиля V_{cp} , км/ч, по всей трассе.

Формуляр для определения средней скорости автомобиля

Участок	$l, м$	i	f	$D = f \pm i$	$V, км/ч$	$T = 3,6l/V, с$
Груженный автомобиль						
1	1000					
2	2000					
3	2000					
Σl	5000					$(\Sigma t)_{zp}$
Порожний автомобиль						
3	2000					
2	2000					
1	1000					
Σl	5000					$(\Sigma t)_{nop}$

Для груженого автомобиля

$$V_{cp}^{zp} = \frac{3,6 \cdot \Sigma l}{(\Sigma t)_{zp}}, км/ч. \quad (29)$$

Для порожнего автомобиля

$$V_{cp}^{nop} = \frac{3,6 \cdot \Sigma l}{(\Sigma t)_{nop}}, км/ч. \quad (30)$$

Используя зависимость (28), находим производительность автомобиля по формуле (26).

РАЗДЕЛ II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ В КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЯХ СТРОИТЕЛЬСТВА НА ОСНОВЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПАСПОРТА

В последние десятилетия в связи с необходимостью увеличения производительности транспортных и тяговых машин, повышения их тягово-сцепных качеств все большее распространение получают гидромеханические передачи, включаемые в состав трансмиссий.

Гидромеханические передачи, по сравнению с механическими, имеют следующие преимущества:

1. Глубокое регулирование скорости, позволяющее получить «ползучие» скорости, важные для транспортных и тяговых машин.

2. Улучшение пусковых качеств машины, так как гидродинамическая передача позволяет осуществить пуск машины под нагрузкой.

3. Повышение надежности основных узлов машины, так как предохраняется двигатель и механизмы трансмиссии от перегрузки. При этом существенно снижаются динамические нагрузки за счет демпфирования крутильных колебаний от двигателя и рабочего органа в гидродинамической передаче.

4. Улучшение проходимости и тягово-сцепных качеств за счет плавного автоматического изменения в широких пределах момента в гидротрансформаторе.

5. Облегчение труда водителя благодаря более простой автоматизации процесса переключения передач.

В задании на курсовую работу применение гидрообъемной передачи оговаривается особо.

1. Выбор гидротрансформатора

Расчет показателей динамичности автомобиля с гидромеханической трансмиссией осложнен отсутствием жесткой кинематической связи между коленчатым валом двигателя и трансмиссией автомобиля. От соотношения скоростей вращения валов насосного и турбинного колес гидротрансформатора зависит величина коэффициента трансформации, определяющая значение момента, передаваемого на трансмиссию. Для установления зависимости между оборотами насосного колеса (n_n) и турбинного (n_T) вначале следует определить диапазон совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Внешняя характеристика двигателя строится по известной методике, изложенной в литературе [2, 5, 8, 9].

Гидротрансформатор для автомобиля рекомендуется выбирать комплексный, так как он сочетает в себе свойства гидротрансформатора и гидромуфты, что позволяет увеличить его диапазон работы при высоком к.п.д. По мощности двигателя выбирают гидротрансформатор (табл. 4). При расчете совместной работы двигателя и гидротрансформатора для того, чтобы режим работы гидротрансформатора с максимальным крутящим моментом соответствовал режиму максимальной мощности двигателя, в трансмиссию включают согласующий редуктор между двигателем и гидротрансформатором. Передаточное число согласующего редуктора находится из уравнения

$$i_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot n_{e \max}^2 \cdot \lambda_{1\eta} \cdot D_a^5}{M_{e \max} \cdot \eta_{cp}}}, \quad (31)$$

где $M_{e \max}$, $n_{e \max}$ – крутящий момент (кгм) и частота вращения двигателя, соответствующие максимальной мощности;

η_{cp} – к.п.д. согласующего редуктора ($\eta_{cp} = 0,98$);

$\lambda_{1\eta}$ – коэффициент крутящего момента насосного колеса, соответствующий максимальному значению к.п.д. гидротрансформатора;

D_a – активный диаметр гидротрансформатора.

Если нет отбора мощности с согласующего редуктора на привод вспомогательных механизмов, то параметры внешней характеристики двигателя нужно привести к валу насосного колеса гидротрансформатора, используя следующие зависимости:

$$n_n = \frac{n_e}{i_{cp}}; \quad (32)$$

$$M_H = M_e \cdot i_{cp} \cdot \eta_{cp}; \quad (33)$$

$$N_n = N_e \cdot \eta_{cp}. \quad (34)$$

Затем строится внешняя характеристика двигателя, приведенная к валу насосного колеса (рис. 7). Характеристики некоторых типов гидротрансформаторов приведены в табл. 4.

Таблица 4

Характеристики гидротрансформаторов

Мощность двигателя, кВт	Тип гидротрансформатора	Активный диаметр гидротрансформатора (D_a)
до 120	У358015А	0,325 м
до 200	У358016	0,325 м
до 600	ЛГ-340-3А	0,340 м

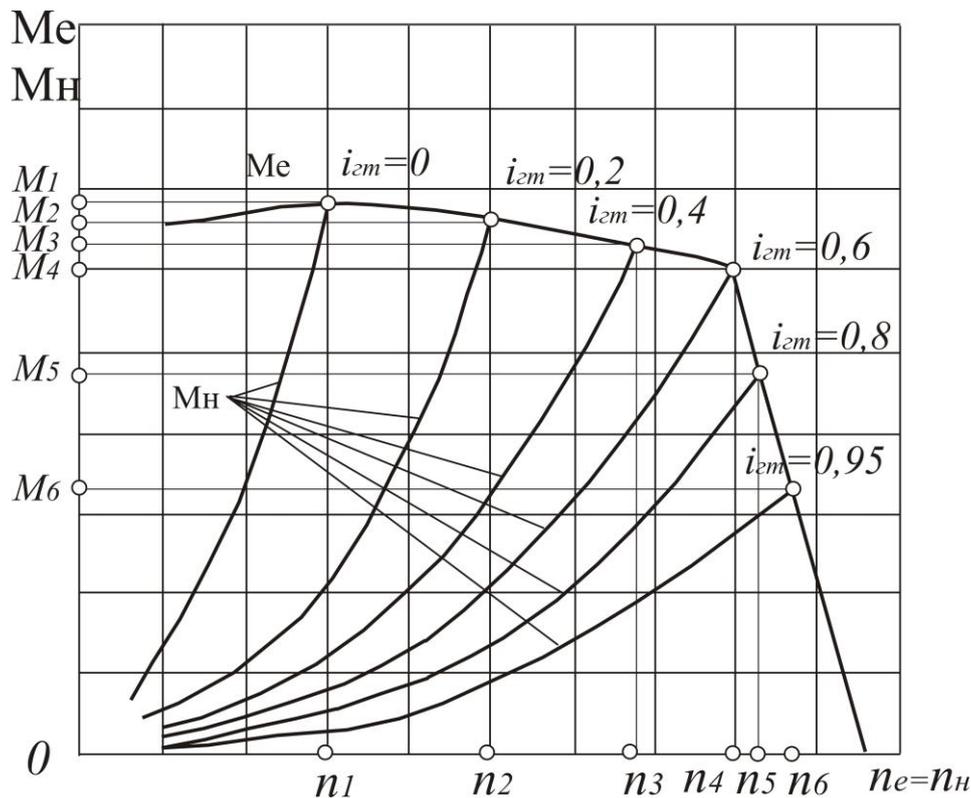


Рис. 7. Нагрузочная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

2. Определение диапазона совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Задав какое-либо значение передаточного отношения гидротрансформатора ($i_{z.m.}$), по безразмерной характеристике находят соответствующую величину коэффициента крутящего момента насосного колеса (λ_H).

Затем, задав несколько значений n_n , находят момент на валу насосного колеса (M_n) по формуле

$$M_n = \lambda_H \cdot \rho \cdot n_H^2 \cdot D_a^5, \quad (35)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости ($\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ для масла «Индустриальное-20 при рабочей температуре 70°C);

D_a – активный диаметр гидротрансформатора (наибольший диаметр рабочей полости гидротрансформатора), м.

Величину M_n определяем для различных $i_{z.m.}$, равных 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 0,95 и заполняем табл. 5.

Формуляр для заполнения значений крутящего момента на валу насосного колеса

Частота вращения насосного колеса, об/мин	M_{H1} $i_{z.m1} = 0$	M_{H2} $i_{z.m2} = 0,2$	M_{H3} $i_{z.m3} = 0,4$	M_{H4} $i_{z.m4} = 0,6$	M_{H5} $i_{z.m5} = 0,8$	M_{H6} $i_{z.m6} = 0,95$
$n_{H1} =$						
$n_{H2} =$						
$n_{H3} =$						
$n_{H4} =$						
$n_{H5} =$						

По данным табл. 5 строят семейство парабол (M_H) на внешней характеристике двигателя, приведенной к валу насосного колеса, как показано на рис. 7. Точки пересечения кривых M_H и M_e характеризуют область совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

По абсциссам n_{H1} , n_{H2} , ... n_{Hi} точек пересечения, соответствующих различным значениям передаточных отношений, определяют частоту вращения турбины:

$$n_{Ti} = n_{Hi} \cdot i_{z.mi} \quad (36)$$

По ординатам M_1 , M_2 , ... M_i – значения момента на валу турбины:

$$M_{Ti} = M_i \cdot k_{zmi} \quad (37)$$

При этом значения коэффициента гидротрансформации $k_{zmi} = \lambda_T / \lambda_H$ берут из безразмерной характеристики для соответствующих значений передаточного отношения. Затем определяют мощность на валу турбины по формуле

$$N_T = \frac{M_T \cdot n_T \cdot \pi}{1000 \cdot 30}, \text{ кВт.} \quad (38)$$

Результаты вычислений по вышеприведенным формулам заносят в табл. 6.

Формуляр для заполнения основных характеристик гидротрансформатора

Параметр	n_{T1}	n_{T2}	n_{T3}	n_{T4}	n_{T5}	n_{T6}
M_T						
N_T						

Используя данные табл. 6, строят выходную характеристику системы двигатель-гидротрансформатор, образец которой представлен на рис. 8.

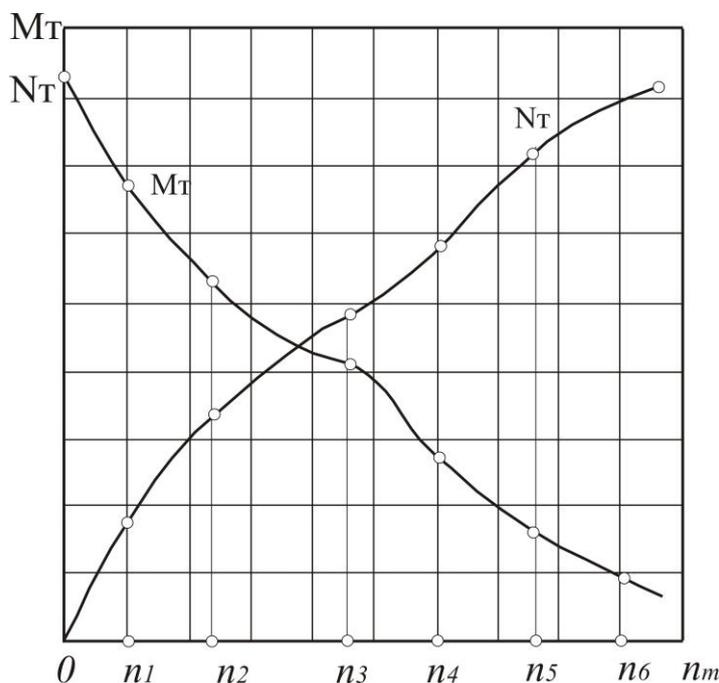


Рис. 8. Выходная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

3. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля с гидромеханической трансмиссией

При построении динамической характеристики автомобиля с гидромеханической трансмиссией передаточные отношения коробки перемены передач находятся с использованием формул для механических трансмиссий, то есть значения скорости автомобиля V_a , динамического фактора D , силы тяги на колесах P_k и сопротивления воздушной среды P_w , соответственно, по формулам (9), (14), (17), (18). Пользуясь вышеприведенными формулами и табл. 6, заполняем табл. 7 и 8.

Таблица 7

Формуляр для заполнения динамических характеристик

Передача	Частота вращения турбины (n_T), об/мин							
	n_{T1}	n_{T2}	n_{T3}	n_{T4}	n_{T5}	n_{T6}	n_{T7}	n_{T8}
	Скорость движения (V), км/ч							
	V_1	V_2	V_3	V_4	V_5	V_6	V_7	V_8
I								
II								
III								

Величины P_k , P_w и D заносим в табл. 8.

Таблица 8

Формуляр для построения динамического паспорта автомобиля

Передача	Показатель	Частота вращения турбины (n_T), об/мин							
		n_{T1}	n_{T2}	n_{T3}	n_{T4}	n_{T5}	n_{T6}	n_{T7}	n_{T8}
I	P_k								
	P_w								
	D								
II	P_k								
	P_w								
	D								
III	P_k								
	P_w								
	D								

На основании данных табл. 7 и 8 и формул (22) и (24) строим динамический паспорт автомобиля, образец которого представлен на рис. 9.

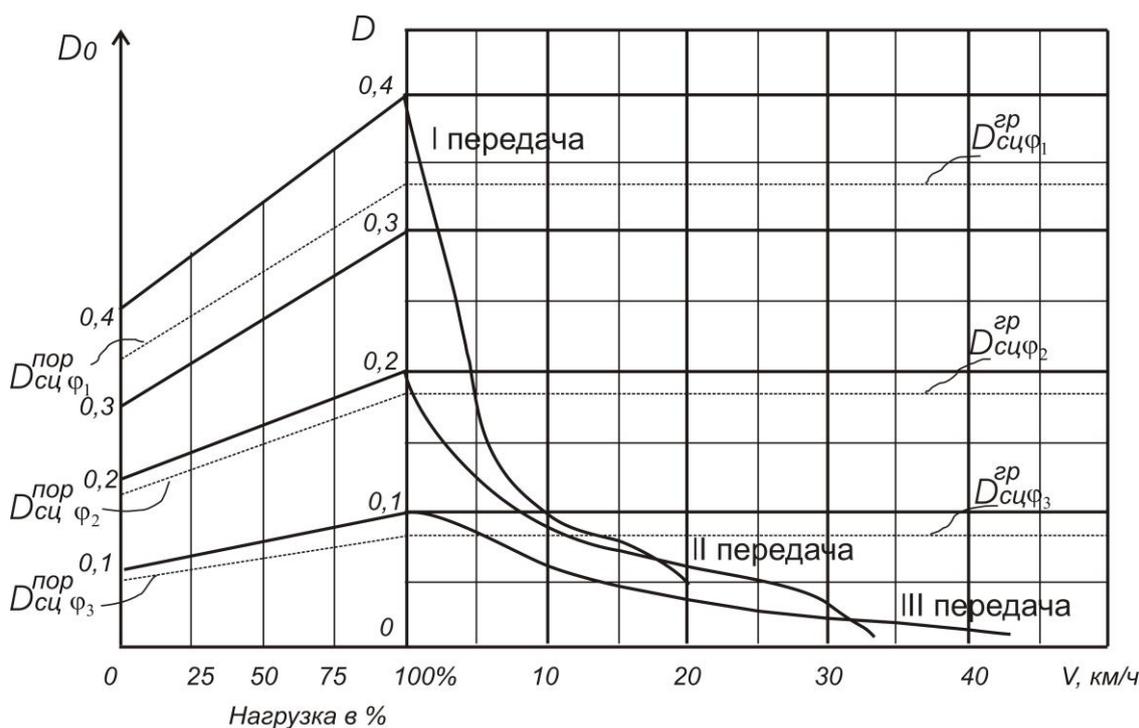
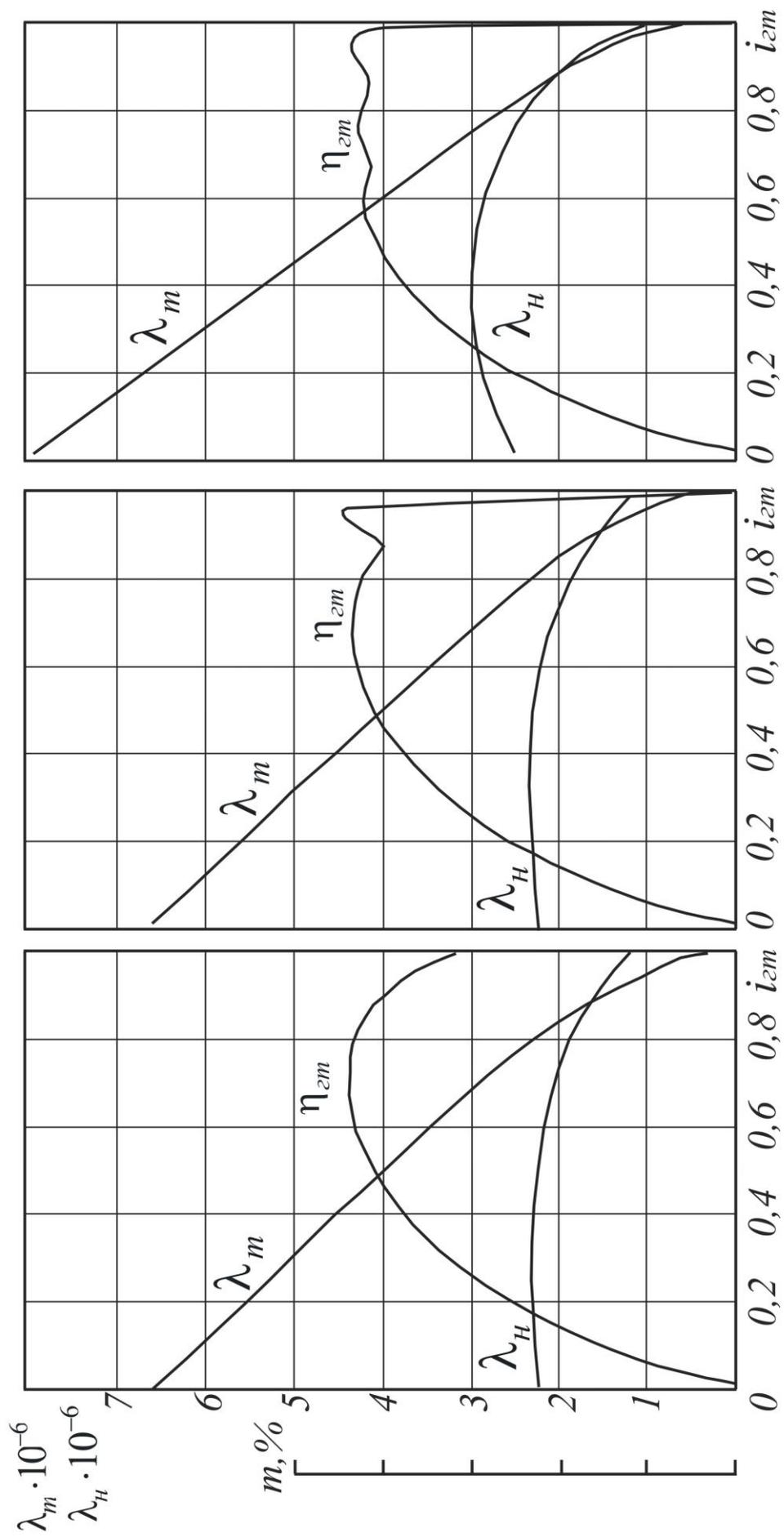


Рис. 9. Динамический паспорт автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Безразмерные характеристики гидротрансформаторов приведены на рис. 10.



а

б

в

Рис. 10. Внешние характеристики гидротрансформаторов:
 а – 4358016; б – 4358015А; в – ЛГ-340-3А

На рис. 11 представлены кинематические схемы планетарных коробок, применяемых в гидромеханических трансмиссиях. Наибольшее распространение получили трехступенчатые коробки. На рис. 11, *а* – коробка с двумя планетарными рядами, связанными между собой через удлиненные сателлиты. При включении первой передачи фрикционом Φ_I мощность передается от турбинного колеса гидротрансформатора валу *I* и солнечной шестерней *4* первого планетарного ряда. При обкатывании коронной шестерни *2* сателлитом *3* вращение получает водило *5*, вал которого связан с карданной передачей. Вторая передача включается фрикционом Φ_{II} , при этом все другие фрикционы выключены. Мощность передается через элементы *1*, *4*, *3*, *7*, *5*. На схеме пунктиром показана связь удлиненного сателлита *3* с сателлитом *7* второго планетарного ряда, так как второй и третий сателлиты первого планетарного ряда, аналогичные сателлиту *3*, на кинематической схеме не показываются. Сателлитов, аналогичных сателлиту *7*, тоже три штуки, они расположены под углом 120° в плоскости вращения. Фрикцион Φ_{III} жестко соединяется элементами *6* и *8*. Сателлит *6* вращаться вокруг своей оси при этом не может. Следовательно, вся кинематическая цепь блокируется и вращается как одна деталь с той же угловой скоростью, что и вал *I*. Это третья прямая передача. Задний ход включается фрикционом $\Phi_{з.х.}$, при этом сателлит *7* обкатывает коронную шестерню *8* второго планетарного ряда, вращая водило *5* в противоположную сторону.

Трехступенчатая коробка передач (рис. 11, *б*) также состоит из двух планетарных рядов, но связанных между собой через водило *1*.

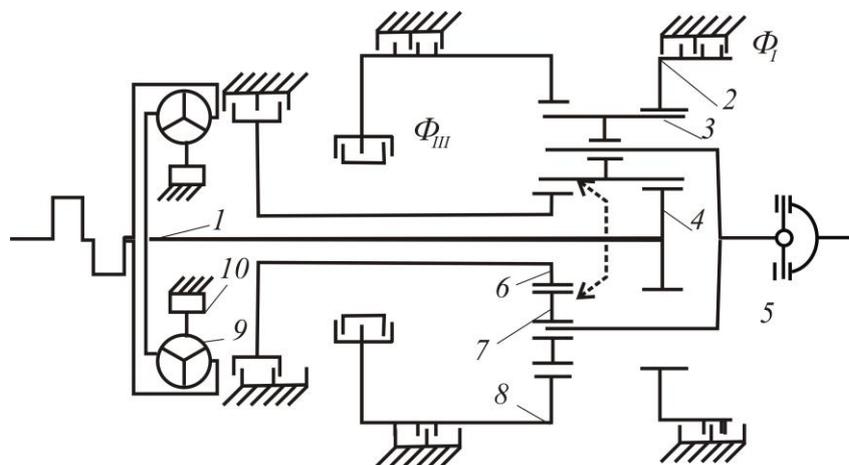
Первая передача включается тормозами T_1 и T_3 . Тормоз T_1 установлен непосредственно на валу солнечной шестерни *1* левого планетарного ряда, а тормоз T_3 через муфту свободного хода M_2 связан с валом другой солнечной шестерни *3*. При включении тормоза муфта блокируется и затормаживается шестерня. На первой передаче мощность передается последовательно через оба планетарных ряда при высоком значении к.п.д. (≈ 0.97).

Переключение на вторую передачу осуществляется включением фрикциона Φ_{II} и последующим отпуском тормоза T_1 . Шестерня *3* остается заторможенной тормозом T_3 через муфту M_2 . Муфта свободного хода M_1 установлена так, что не препятствует вращению вала шестерни *1*. Левый ряд шестерен блокируется фрикционом Φ_{II} и работает только правый ряд, к.п.д. коробки возрастает (≈ 0.985). Переход на третью передачу производится включением фрикциона Φ_{III} , который блокирует входной и выходной валы коробки (прямая передача). При переключении фрикцион Φ_{III} и тормоз T_3 не выключаются, так как муфта M_2 не препятствует вращению вала шестерен по направлению вращения первичного вала.

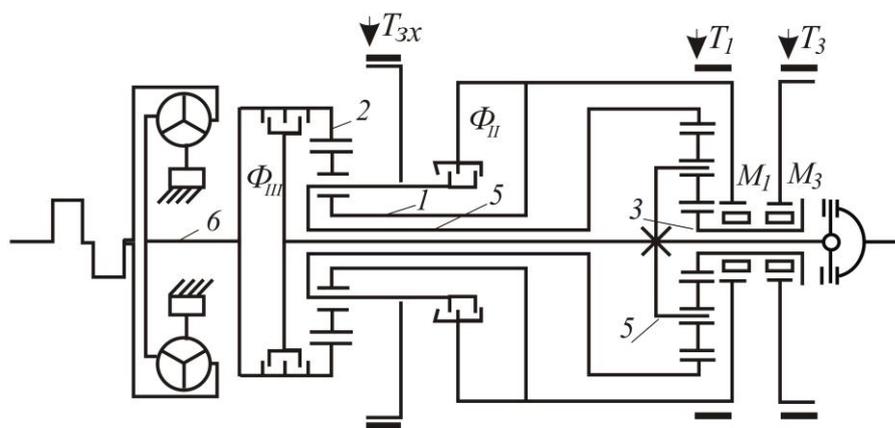
Для получения заднего хода включается тормоз $T_{з.х.}$, который останавливает водило и связанную с ним коронную шестерню *4*. Левый ряд работает как простая передача. От шестерни *1* мощность подводится через муфту свободного хода M_1 к солнечной шестерне правого планетарного ряда

и отводится от водила. На передаче заднего хода к.п.д. оказывается ниже, чем на остальных передачах, что является допустимым.

В соответствии с выбранной гидромеханической коробкой начертить кинематическую схему автомобиля и определить его производительность в конкретных дорожных условиях, используя методические указания по механическим трансмиссиям и данные индивидуального задания.



а)



б)

Рис. 11. Кинематические схемы гидромеханических трансмиссий с планетарными коробками передач:

- а – схема 3-х ступенчатой коробки со связью планетарных рядов через сателлиты;
- б – схема 3-х ступенчатой коробки со связью планетарных рядов через водило и коронную шестерню

РАЗДЕЛ III

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПРИЦЕПОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

В соответствии с заданием необходимо к указанному трактору подобрать тип и количество прицепов, а также определить производительность конкретной транспортной системы.

1. Определение силы тяги и количества прицепов трактора

Скорость движения тракторов значительно ниже скорости движения автомобилей, поэтому для тяговых расчетов тракторов нет надобности пользоваться динамическими характеристиками, а можно исходить из их заводской технической характеристики. В заводской характеристике трактора приводятся скорость движения V и тяговое усилие на крюке $F_{кр}$ на соответствующей передаче при движении по горизонтальной поверхности.

В условиях строительства угол наклона дорог α не превышает $15...16^\circ$, поэтому справедливы будут следующие формулы для силы тяги на крюке $F_{кр}$, Н, груженого и порожнего поезда соответственно:

$$F_{кр}^{zp} = n(Q + G)(f_1 \pm i) \pm G_{mp} \cdot (f_2 \pm i), \quad (39)$$

$$F_{кр}^{nop} = nG(f_1 \pm i) \pm G_{mp} \cdot i, \quad (40)$$

где Q – вес груза прицепа, Н;

G – вес порожнего прицепа, Н;

G_{mp} – вес трактора, Н;

f_1 – коэффициент сопротивления качению колес;

f_2 – коэффициент сопротивления качению гусеницы.

Количество прицепов в тракторном поезде определяется исходя из движения груженого поезда на подъем, то есть

$$n = \frac{F_{кр}^{zp} - G_{mp} \cdot (f_2 \pm i)}{(Q + G)(f_1 + i)}. \quad (41)$$

Следует отметить, что эта формула справедлива при отсутствии буксования гусениц.

С учетом возможной силы тяги по сцеплению $F_{сц}$ максимальная сила тяги на крюке груженого поезда $F_{кр.max}^{zp}$, Н, составит

$$F_{кр.max}^{zp} = F_{сц} = \phi_{гус} \cdot G_{mp}, \quad (42)$$

где $\phi_{гус}$ – коэффициент сцепления гусеницы с поверхностью качения.

2. Определение производительности тракторного поезда

Техническая производительность тракторного поезда Π , т/ч, определяется зависимостью

$$\Pi = 3,6 \frac{n \cdot Q'_n}{T}, \quad (43)$$

где Q'_n – груз прицепа, кг;

T – продолжительность рейса:

$$T = \sum K'_y \frac{l}{V} + t_3 + t_p, c, \quad (44)$$

где K'_y – коэффициент, учитывающий ускорение, замедление и время на переключение передач. Определяется для каждого участка трассы по формуле

$$K'_y = 1 + \frac{V^2}{13 \cdot j \cdot l} + \frac{V \cdot t_{nep}}{13 \cdot l}, \quad (45)$$

здесь t_{nep} – время на переключение передач, с;

$t_{nep} = 4,5$ с;

$j = 0,1$ м/с² – для груженого поезда;

$j = 0,2$ м/с² – для порожнего поезда;

V – скорость движения поезда по участку трассы длиной l , м;

t_3, t_p – соответственно время загрузки и разгрузки одного прицепа.

Для всех вариантов предлагается трасса с характеристикой, помещенной в задании на курсовую работу.

Характеристики прицепов представлены в табл. П4. Результаты вычислений занести в табл. 9 и 10.

Таблица 9

Формуляр для определения числа прицепов

Номер участка, k	Возможная сила тяги по сцеплению, Н $F_{cu} = \varphi_{зс} \cdot G_{mp}$	Передача, на которой может двигаться трактор	Возможное число прицепов $n = \frac{F_{cu} - G_{mp} \cdot (f_2 \pm i)}{(Q + G)(f_1 + i)}$
1			
2			
3			

Продолжительность рейса определяется по формуле

$$T = \sum_{k=1}^n (K'_{y.эп} \cdot t_{эп}) + \sum_{k=1}^n (K'_{y.ноп} \cdot t_{ноп}) + t_3 + t_p. \quad (46)$$

Принять условно: $t_3 = 400$ с, $t_p = 600$ с.

Формуляр для определения производительности тракторного поезда

Номер участка, k	$l, м$	f_i	i	$V, км/ч$	$t, с$	K'_y	$K'_y t$
Груженный поезд							
1							
2							
Σ1							$\sum_{k=1}^n (K'_{y.гп} \cdot t_{гп})$
Порожный поезд							
1							
2							
Σ1							$\sum_{k=1}^n (K'_{y.пгп} \cdot t_{пгп})$

Затем, согласно данным табл. 10, по формуле (43) необходимо подсчитать производительность поезда.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Баловнев В. Н. Автомобили и тракторы: краткий справочник / В. Н. Баловнев, Р. Г. Данилов. – Москва: Изд. центр «Академия», 2000. – 384 с.
2. Брацлавский Х. Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин / Х. Л. Брацлавский. – Москва: Машиностроение, 1976. – 149 с.
3. Гриф М. И. Основы создания и развития специализированного автотранспорта для строительства / М. И. Гриф. – Москва: АВС, 2003. – 144 с.
4. Дорожная техника: каталог-справочник / под общей ред. Ю. Ф. Устинова, Б. С. Марышева. – Москва: Ассоц. «РАДОР», вып. 1, 2002. – 62 с.; вып. 3, 2004. – 96 с.
5. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. – Москва: Транспорт, 1984. – 224 с.
6. Многоцелевые гусеничные и колесные машины: конструкция / под ред. Г. И. Гладкова. – Москва: Транспорт, 2001. – 272 с.
7. Стенин С. П. Гидродинамические передачи / С. П. Стенин, Е. А. Яковенко. – Москва: Машиностроение, 1973. – 350 с.
8. Строительные машины и оборудование (с примерами расчетов, включая и на компьютере): учебник / Е. М. Кудрявцев. – Москва: АСВ, 2012. – 327 с.
9. Строительные машины и оборудование: справочник / С. С. Добронравов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Высшая школа, 2006. – 444 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Основные характеристики двигателей

Номер	Марка двигателя	Максимальная мощность, кВт	Максимальный крутящий момент, Нм	Номинальное число оборотов, об/мин
1	ММЗ Д243Л-94	57	258 (1600)	2100
2	ММЗ Д243-250Э	60	258(2200)	2200
3	ВТЗ Д144	65	221 (1500-1700)	2400
4	А-41	69	412 (1200-1300)	1750
5	ГАЗ-66	84,6	290 (2000-2200)	3200
6	УМЗ-4213	86	226 (3000-3500)	4000
7	ММЗ Д-245,7	90	422 (1500)	2400
8	УМЗ-4216	90,5	235 (2200-2500)	4000
9	Chrysler 2.4L- ДОНС	101	210 (4000)	5200
10	Д-442-25БИ-2	111,8	702 (1100-1300)	1750
11	Д260.1-361	114	622 (1400)	2100
12	Д-442ВСИ-1	116,2	720 (1100-1400)	1750
13	ЯМЗ-236Д-2	129	667 (1300-1500)	2100
14	ЗИЛ-375	132,4	465,8 (1800-2000)	3200
15	ЯМЗ-236	132,4	666,8 (1500)	2100
16	ЯМЗ-238КМ2	140	687 (1250-1450)	2100
17	ЯМЗ-236А-1	143	716 (1200-1400)	2100
18	ЯМЗ-740	154,5	637,4 (1400-1700)	2600
19	ЯМЗ-238АМ2-1	165	825 (1250-1450)	2100
20	ЯМЗ-236НЕ-5 Euro-1	169	882 (1200-1400)	2100
21	ЯМЗ-238АК-4	173	932 (1300-1500)	2000
22	ЯМЗ-238М2	176	883 (1250-1450)	2100
23	ЯМЗ-236Б-3	184	1030 (1200-1400)	2000
24	ТМЗ-8482.10-01	198	1352 (1100-1300)	1700
25	ЯМЗ-238БК	213	1128 (1300-1500)	2000
26	ЯМЗ-7601.10 Euro-2	220	1275 (1100-1300)	1900
27	ЯМЗ-238Б-1	220	1180 (1200-1400)	2000
28	ЯМЗ-238БЛ	228	1207 (1200-1400)	2000
29	ЯМЗ-238Д	243	1225 (1200-1400)	2100

30	ЯМЗ-7512.10-02	264	1575(1100-1300)	1900
31	ТМЗ-8486.10-03	265	1520 (1300-1500)	2000
32	ЯМЗ-651-01	303	1911 (1200-1400)	1900
33	ТМЗ-8521.10	305	1775 (1200-1400)	1813
34	ЯМЗ-240ПМ2	309	1491 (1600)	2100
35	ТМЗ-8486.10-02	309	1725 (1300-1500)	2000
36	ЯМЗ-8501.10	324	2230 (1200-1400)	1800
37	ЯМЗ-240НМ2	368	1815 (1600)	2100
38	Д12А-525А	386,1	2206 (1400)	2000
39	ЯМЗ-8401.10-06	404	2254 (1300-1500)	2100

Примечание: в графе «Максимальный крутящий момент» в скобках указана частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая этому моменту.

Таблица П2

Шины для грузовых автомобилей

Типоразмер, модель	Слойность (ИНС)	Грузоподъёмность	Максимальная скорость, км/ч
220-508 (7,50-20) МИ-173-1	8 (119) / 10 (142)	1360 / 1600	100 / 100
240-508 (8,25-20) ИК-6АМ	10 (125) / 12 (130)	1650 / 1900	100 / 100
240R508 ВИ-401	10 (127)	1750	110
240R508 (8,25R20) И-397 / КИ-63	12 (130) / 10 (122)	1900 / 1500	110 / 100
240R508 (8,25R20) У-2	10 (125)	1650	100
260-508 (9,00-20) БЦ2-3	14 (140)	2500	100
260-508 (9,00-20) ВИ-244	12 (136) / 14 (140)	2240 2500	100 / 100
260R508 (9,00R20) 040БМ1	12 (136)	2240	100
260R508 (9,00R20) VL-27	12 (136)	2240	120
260R508 (9,00R20) М-184	12 (136) / 14 (137)	2240 / 2500	110 / 100
280R508 (10,00R20) Д-2М-3МА.И-265,321	16 (146)	3000	110
300R508 (11,00R20) Н-111А	16 (149)	3250	100
320-508-12.00-20) М-93	8 (129)	1850	80
320-508 (12, 00-2ТJ) Бц2-4	18 (154)	3750	100
320-508 (12,00-20) ВИ-243	14 (146) / 16 (149)	3000 / 3250	85 / 85
320-508 (12.00-20) ИЯВ-12Б	14 (146) / 16 (149)	3000 / 3250	85 / 85
370-508 (14,00-20) ОИ-25	10 (144) / 14 (146)	2800 / 3000	85 / 85
5,00-10 В-19А	6 (69) / 6 (75)	325 / 387	30 / 120

6,50-16 Я-387	6 (91)	615	30
6,50-16я-	6 (91)	615	30
6,50-16 Вл35	6 (91)	615	30
6.50-16Д-66	6 (91)	615	30
8,25-1 5 (21 5-381)Я-372	8 (118)	1350	30
8,3-20 (210-508) В-105А(еж)	8 (102)	850	30
9,00-16 Я-324А	10 (123)	1550	30
9,00-20 В-24А (еж)	6 (100)	800	30
9,5-32 В-110/6	6 (110)	1060	30
9.5R32 Ф-268	6 (112)	1120	40
10.0/75-15, 3TVL-2	6 (112) / 8 (118) / 10 (123)	1120 / 1330 / 1550	30 / 30 / 30
10.00-16 БелПТ-5	10 (125)	1650	40
1065-420-457 КФ-97	10 (148) / 14 (153)	3150 / 3650	30 / 30
11.2-20 (290-508) VL-40 (еж)	(111) / (120)	1090 / 1400	40 / 40
11,2-20 (290-508) Ф-35 (еж)	8 (114) / (117)	1175 / 1290	30
13,6-38 Я-166	6 (125)	1650	35
13,6К38ЯФ-318,Ф-287	6 (125)	1650	35
1 5 5-38 Ф-2АД/8	8 (133)	2060	30
15.5R38 Ф-2А/8, Д-2А	8 (133) / (134)	2060 / 2120	30 / 40
16,9R30 Ф-43	8 (136)	2245	30
16.9R38 ДЕ-6.Ф-52 ALAX	8 (141)	2575	30
530R610 (21,3R24) ФД- 14А/10	10 (140) / 12 (150)	2500 / 3350	30 / 50
610-665 (23.1/18-26) Я- 242А/12	12 (153)	3650	30
720R665 (28.1R26)OfI-12/12	12 (158)	4250	30
30.51-32Ф-136	12 (161)	4625	30
30,5P32Ф-81 12 сл	12 (162)	4750	30

Примечание: для грузовых автомобилей максимально допустимые нагрузки указаны для шин сдвоенных колес. При эксплуатации шин на одинарных колесах допускается увеличение нагрузки на 10 % выше норм, указанных в таблице.

Таблица П3

Значение К.П.Д. трансмиссии для грузовых автомобилей

К.П.Д.	Передача				
	I	II	III	IV	V
	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89

Характеристики прицепов

Параметры	Грузоподъемность, кг	Собственная масса, кг	Полная масса, кг	Число осей
1ПТС-1	1000	350	1350	1
1ПТС-2	2000	755	2755	1
СМЗ-7106	2500	1250	3750	2
1ПТС-2,5	2500	860	3360	1
2ПТС-4	4000	1740	5740	2
ИАПЗ-754В	4000	1900	5900	2
2ПТС-4,5	4500	1770	6270	2
ГКБ-817	5000	2540	7540	2
МАЗ-5243	6800	3200	10000	2
МАЗ-886	8500	3500	12000	2
ГКБ-8350	8000	3900	11900	2
1ПТС-9	9000	4800	13800	2

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
РАЗДЕЛ I. Определение производительности автомобиля в конкретных условиях строительства на основе динамического паспорта.....	5
1. Построение внешней характеристики двигателя.....	5
1.1. Расчет потребной мощности двигателя	5
1.2. Расчет внешней характеристики автомобиля.....	6
2. Определение передаточных чисел узлов трансмиссии	8
2.1. Определение передаточного числа главной передачи	8
2.2. Определение числа ступеней коробки перемены передач.....	9
2.3. Определение передаточных чисел промежуточных передач коробки	9
2.4. Определение передаточного числа колесного редуктора и выбор схемы редуктора.....	12
3. Динамический фактор. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля	14
3.1. Учет нагрузки автомобиля	16
3.2. Контроль буксования	17
4. Определение технической производительности автомобиля в конкретных условиях	19
РАЗДЕЛ II. Определение производительности автомобиля с гидромеханической трансмиссией в конкретных условиях строительства на основе динамического паспорта	21
1. Выбор гидротрансформатора.....	21
2. Определение диапазона совместной работы двигателя и гидротрансформатора	23
3. Построение динамической характеристики и динамического паспорта автомобиля с гидромеханической трансмиссией	25
РАЗДЕЛ III. Определение количества прицепов и производительности тракторного поезда.....	30
1. Определение силы тяги и количества прицепов трактора.....	30
2. Определение производительности тракторного поезда.....	31
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ	34

АВТОТРАКТОРНЫЙ И СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ТРАНСПОРТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению курсовой работы для студентов,
обучающихся по направлениям подготовки
23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»,
23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы»,
специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Составители:

Устинов Юрий Федорович
Никитин Сергей Александрович
Волков Николай Михайлович
Дегтев Дмитрий Николаевич
Серов Андрей Александрович

Редактор Сахарова Д. О.

Подписано в печать 13.11.2019 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага для множительных аппаратов.
Усл. печ. л. 2,3. Тираж 59 экз.
Заказ № 129.

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
394026 Воронеж, Московский просп., 14

Участок оперативной полиграфии издательства ВГТУ
394026 Воронеж, Московский просп., 14