

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ. ПРАКТИКУМ

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальности
6-05-0812-01 «Техническое обеспечение производства
сельскохозяйственной продукции»*

В четырех частях

Часть 4

Минск
БГАТУ
2024

УДК 629.3(07)
ББК 39.34я7
Т65

Авторы:

кандидат технических наук, доцент *Г. И. Гедроить* (практ. работы 1–15),
кандидат технических наук, доцент *А. В. Захаров* (практ. работы 1–3, 12),
кандидат технических наук, доцент *В. Г. Костенич*
(практ. работы 4, 6–8, 10, 11),
Т. А. Варфоломеева (практ. работы 4, 5, 9, 15),
С. В. Занемонский (практ. работы 5, 6, 8–10, 12),
И. О. Захарова (практ. работы 3, 12),
В. В. Михалков (практ. работа 15)

Рецензенты:

кафедра «Тракторы» Белорусского национального
технического университета (доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой *В. П. Бойков*);
кандидат технических наук, главный конструктор
ОАО «Минский тракторный завод» *Н. И. Зезетко*

Тракторы и автомобили. Практикум : учебно-методическое
Т65 пособие : в 4 ч. / Г. И. Гедроить [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2024. –
Ч. 4. – 188 с.
ISBN 978-985-25-0267-2.

Предназначено для выполнения практических работ по учебной дисциплине «Тракторы и автомобили». Включает практические работы по изучению аппаратуры и методики испытаний тракторов и автомобилей, расчету нормальных реакций опорного основания на движители мобильных машин, показателей их тормозных свойств, устойчивости, экономичности, базовых параметров, построению и анализу характеристик.

Для студентов учреждений высшего образования. Может быть использовано преподавателями и слушателями курсов повышения квалификации.

УДК 629.3(07)
ББК 39.34я7

ISBN 978-985-25-0267-2 (ч. 4)
ISBN 978-985-25-0196-5

© БГАТУ, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Практическая работа № 1. Тяговые испытания трактора. Аппаратура для тяговых испытаний и энергооценки тракторов	5
Практическая работа № 2. Построение тяговой характеристики по результатам испытаний	20
Практическая работа № 3. Стендовые и дорожные испытания автомобиля. Измерительная и регистрирующая аппаратура	30
Практическая работа № 4. Расчет, определение нормальных реакциопорного основания на колеса трактора (автомобиля)	44
Практическая работа № 5. Расчет, определение показателей тормозных свойств трактора (автомобиля, автопоезда).....	55
Практическая работа № 6. Тяговый расчет и определение основных параметров трактора	65
Практическая работа № 7. Тяговый расчет и определение основных параметров автомобиля	78
Практическая работа № 8. Тепловой и динамический расчет двигателя	87
Практическая работа № 9. Расчет, определение показателей уровня воздействия ходовых систем на почву.....	108
Практическая работа № 10. Расчет и построение скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя	117
Практическая работа № 11. Расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя.....	129
Практическая работа № 12. Расчет, построение и анализ теоретической тяговой характеристики трактора.....	135
Практическая работа № 13. Расчет, построение и анализ универсальной динамической характеристики автомобиля	151
Практическая работа № 14. Расчет, построение и анализ экономической характеристики автомобиля	165
Практическая работа № 15. Расчет, определение показателей устойчивости трактора (автомобиля).....	176
Список литературы.....	184
Приложение	186

ВВЕДЕНИЕ

При конструировании тракторов и автомобилей, сравнительном анализе моделей, оценке их эксплуатационных свойств важны теоретические исследования и предварительные расчеты. Это позволяет оценить большое количество вариантов, сформулировать исходные требования на тракторы и автомобили, дать рекомендации по эксплуатации.

В теории тракторов и автомобилей изучается влияние конструктивных параметров, условий работы, режимов работы на эксплуатационные свойства и их показатели. Исследуется и оценивается взаимодействие движителей с опорным основанием (дорога, почва), тяговый и мощностной балансы, тяговая и тормозная динамика, проходимость, устойчивость, управляемость, плавность хода, уровень воздействия ходовых систем на почву, влияние параметров двигателей и их характеристик на показатели работы мобильных машин и агрегатов. Также уделяется внимание экспериментальным исследованиям тракторов и автомобилей.

В соответствии с программой дисциплины «Тракторы и автомобили» изучение проводится в модуле «Теория и расчет тракторов и автомобилей». Предусмотрен курс лекций и практические работы. Содержание последних изложено в практикуме. Практикум предназначен для закрепления материала лекций, изучения оборудования, получения практических навыков, освоения методик получения и обработки данных, выполнения расчетов и анализа результатов, ознакомления студентов с нормативной документацией.

Каждая практическая работа содержит название, цель работы, информацию о материальном обеспечении, основные сведения по изучаемой теме, методику выполнения работы, содержание отчета и контрольные вопросы.

Изучение модуля «Теория и расчет тракторов и автомобилей» позволит инженерам сельскохозяйственного производства владеть методиками расчета показателей эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей, их анализа, более эффективно эксплуатировать мобильную технику, применять современные энерго- и ресурсосберегающие технологии.

Практическая работа № 1

ТЯГОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРА. АППАРАТУРА ДЛЯ ТЯГОВЫХ ИСПЫТАНИЙ И ЭНЕРГООЦЕНКИ ТРАКТОРОВ

Цель работы: изучить методику тяговых испытаний тракторов, измеряемые и рассчитываемые величины, устройство и работу аппаратуры и приборов, применяемых при тяговых испытаниях тракторов.

Материальное обеспечение: нормативно-техническая документация, руководства по эксплуатации тракторов «Беларус», инструкции к аппаратуре и приборам, учебная литература, практикум.

Порядок выполнения практической работы

1. Изучите основные термины и определения, применяемые в ГОСТ 30745–2001 (ИСО 789–9–90) «Тракторы сельскохозяйственные: определение тяговых показателей».
2. Изучите назначение и методику проведения тяговых испытаний тракторов, измеряемые показатели.
3. Изучите устройство и работу аппаратуры и приборов, применяемых при тяговых испытаниях тракторов.
4. Оформите отчет.

Общие сведения

Тяговые испытания проводятся для оценки тягово-динамических и экономических свойств трактора в заданных условиях.

Тяговые показатели определяют в функции от крюковой нагрузки, приложенной к тягово-сцепному устройству.

Методика тяговых испытаний тракторов регламентируется ГОСТ 30745–2001 (ИСО 789–9–90) «Тракторы сельскохозяйственные: определение тяговых показателей».

Тяговое усилие – сила, приложенная к сцепному устройству движущегося трактора в горизонтальной плоскости в направлении его продольной оси, поддерживаемая в течение не менее 20 с или времени, необходимого для прохождения расстояния не менее 20 м, в зависимости от того, какое время больше.

Максимальное тяговое усилие – наибольшее горизонтальное усилие в точке соединения со сцепным устройством, ограниченное началом неустойчивой работы двигателя или предельным буксованием движителей.

Номинальное тяговое усилие сельскохозяйственного и лесохозяйственного трактора – усилие, которое трактор развивает на стерне средней плотности и нормальной влажности почвы (от 8 % до 18 %) в зоне максимального значения тягового КПД при эксплуатационной массе, предусмотренной технической характеристикой (для колесных тракторов с балластным грузом), при предельном буксовании, значения которого указаны.

Эксплуатационная масса трактора – масса, состоящая из конструкционной массы трактора с основным оборудованием, массы груза на сиденье, соответствующей массе оператора, массы полной заправки всех емкостей горюче-смазочными материалами и охлаждающей жидкостью, массы инструмента и массы балластных грузов (для колесных тракторов).

Тяговые классы. Тяговые классы тракторов и их номинальные тяговые усилия должны соответствовать величинам, указанным в табл. 1.1 (по ГОСТ 27021–86).

Таблица 1.1

Тяговые классы тракторов и соответствующие им номинальные тяговые усилия

Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
0,2	От 1,8 до 5,4
0,6	Св. 5,4 до 8,1
0,9	Св. 8,1 до 12,6
1,4	Св. 12,6 до 18,0
2	Св. 18,0 до 27,0
3	Св. 27,0 до 36,0
4	Св. 36,0 до 45,0
5	Св. 45,0 до 54,0
6	Св. 54,0 до 72,0
8	Св. 72,0 до 108,0

Тяговый класс трактора, указанный в таблице, определяют по значению номинального тягового усилия.

Соотношение между тяговыми классами, представленными в табл. 1.1, и категориями трактора, установленными международными стандартами ИСО, указано в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Соотношение между тяговыми классами, установленными ГОСТ 27021–86, и категориями трактора

Тяговый класс трактора по табл. 1.1	Ниже 0,6	0,6; 0,9	0,9; 1,4; 2	2; 3; 4	5; 6; 8
Категории трактора по ИСО 730/1–77, ИСО 730/2–79, ИСО 730/3–82	1	1	2	3	4

Общие требования к трактору и порядок испытаний

Испытуемый трактор должен соответствовать спецификации, приведенной в протоколе испытаний.

Перед испытаниями трактор необходимо обкатать с учетом рекомендаций изготовителя в объеме, допускающем последующую полную загрузку трактора по мощности.

Комплектация трактора должна соответствовать указанной изготовителем в руководстве по эксплуатации для использования на работах, требующих максимального тягового усилия.

Типоразмеры шин и давление в них должны соответствовать рекомендациям изготовителя, высота почвозацепов должна быть не менее 65 % от номинальной, а шаг гусеницы не должен превышать номинальный более чем на 3 %.

Линия действия тягового усилия должна быть горизонтальной и лежать в продольной плоскости симметрии трактора, отклонение от нее не должно превышать 3°.

Высоту сцепного устройства следует оставлять зафиксированной в самом высоком положении, указанном в руководстве по эксплуатации. Для колесных тракторов максимальную высоту приложения тягового усилия h_{\max} в миллиметрах рассчитывают по формуле

$$h_{\max} = \frac{0,8G_{\text{п.к}} L}{P_{\text{кр. max}}},$$

где $G_{\text{п.к}}$ – статическая нагрузка передних колес на грунт, Н;

L – база трактора, м;

$P_{\text{кр. max}}$ – максимальное тяговое усилие на крюке, Н.

Дизельное топливо и смазочные масла, применяемые в тракторе при испытаниях, должны соответствовать требованиям технических условий и эксплуатационной документации на трактор конкретной модели. Применяемое дизельное топливо должно иметь плотность $(0,83 \pm 0,01)$ т/м³. Рекомендуется применять эталонное дизельное топливо.

Вспомогательное оборудование трактора (например, воздушный компрессор или насос гидросистемы подъемного устройства) при испытаниях отключают только в том случае, если это предусмотрено в руководстве по эксплуатации трактора и может быть выполнено без применения инструмента. В других случаях оборудование должно оставаться включенным и работать с минимальной нагрузкой.

Температура окружающего воздуха в период снятия тяговой характеристики составляет (23 ± 7) °С.

Температура охлаждающей жидкости и моторного масла должна соответствовать указанной в руководстве по эксплуатации трактора конкретной модели. При отсутствии таких указаний температура охлажденной жидкости на выходе из двигателя и моторного масла в поддоне двигателя или перед масляным радиатором должна быть в диапазоне от 85 °С до 95 °С.

Питание двигателя осуществляется через расходомер из его топливного бака. Во время измерения показателей топливный бак должен быть заполнен на (60 ± 10) %.

Подсоединение устройства для измерения топлива не должно изменять давление перед топливоподкачивающим насосом более чем на 10 кПа.

Допускается питание двигателя топливом из специального бака (например, установленного на динамическом устройстве) при условии сохранения давления перед топливоподкачивающим насосом.

Скорость движения трактора при испытаниях не должна превышать границ безопасности, указанных в технических условиях (ТУ) на конкретную модель трактора.

Тяговые показатели определяют нагружением трактора внешней силой, приложенной к сцепному устройству.

При тяговых испытаниях трактор наиболее рационально загружать при помощи специальных тормозных или динамометрических тележек. Чаще всего такие тележки создают на базе трактора или автомобиля, у которого вместо двигателя установлен тормоз того или иного типа – механический, гидравлический или электрический. Тележка работает на прицепе у испытываемого трактора. Во время опытов колеса тележки через трансмиссию вращают вал тормоза, преодолевая приложенный к валу тормозной момент. Регулируя величину тормозного момента, можно менять тяговое сопротивление на крюке трактора. Величина тягового сопротивления замеряется динамометром, устанавливаемым между трактором и тележкой.

В качестве загрузочного устройства можно применять также обычные дизельные тракторы или автомобили, используя дизель как компрессор (рис. 1.1). Величина тягового сопротивления регулируется путем изменения количества топлива, подаваемого в цилиндры двигателя, и переключения передач в трансмиссии загрузочного трактора.

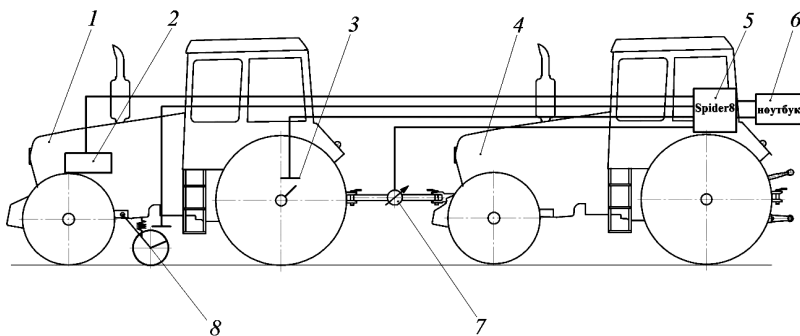


Рис. 1.1. Принципиальная схема для проведения тяговых испытаний трактора:
1 – испытываемый трактор; 2 – устройство для регистрации расхода топлива за опыт;
3 – устройство для измерения частоты вращения ведущих колес;
4 – загрузочное устройство (трактор); 5 – цифровой преобразователь;
6 – устройство для регистрации результатов измерений (ноутбук);
7 – тяговый динамометр; 8 – путеизмерительное колесо

Перечень основных показателей, замеряемых при тяговых испытаниях, приведен в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Показатели, замеряемые при тяговых испытаниях

Замеряемый показатель	Обозначение	Ед. изм.	Приборы для измерения	Допустимая погрешность
Тяговое усилие	$P_{кр}$	Н	Тяговые динамографы	$0,01P_{кр}$
Продолжительность опыта	$t_{оп}$	с	Отметчик времени аппаратуры или секундомер	0,2
Путь, пройденный трактором за опыт	$S_{оп}$	м	Пути измерительное колесо с контактными или бесконтактными отметчиками частоты вращения	$0,005S_{оп}$
Масса (объем) израсходованного за опыт топлива	m_T	кг	Расходомеры	$0,02m_T$ ($0,02V_T$)
Частота вращения ведущих колес за опыт	n_k	мин ⁻¹	Контактные или бесконтактные отметчики частоты вращения	0,2
Частота вращения коленчатого вала двигателя	n_d	мин ⁻¹	То же	$0,005n_d$
Твердость почвы	H_p H_y	МПа	Твердомеры	
Плотность (объемная масса) почвы	$\gamma_{об}$	г/см ³	Отборники проб, весы, сушильный шкаф	
Влажность почвы	W	%	То же	

При тяговых испытаниях замеряют также атмосферное давление, давление воздуха в шинах, температуру охлаждающей жидкости в двигателе, температуру окружающего воздуха. Значения допустимой погрешности указаны согласно ГОСТ 30745–2001.

Почвенные и другие фоны, на которых проводят испытания, приведены в табл. 1.4. Допускается проводить испытания на подвижной поверхности (например, на вращающемся барабане или испытательном стенде с бесконечной лентой), если их результаты соответствуют полученным при испытаниях колесных тракторов на бетонной поверхности, а гусеничных тракторов – на глинистом треке.

Таблица 1.4

Почвенные и другие фоны для проведения испытаний (ГОСТ 30745–2001)

Фон	Тип трактора	Неровность поверхности в пределах габаритных размеров трактора, мм, не более	Уклон плоскости, прилегающей к поверхности фона, в пределах габаритов трактора, %, не более		Влажность почвы, %	Твердость фона, МПа (кгс/см ²)	Число ударов твердомера ДорНИИ, число ударов
			вдоль движения	поперек движения			
Трек с асфальтобетонным или термокадамовым покрытием	Колесный	10	1	1	–	–	–
Глинистый трек	Гусеничный	20	2	6	8–15	4–6 (40–60)	5–12
Стерня колосовых	Колесный и гусеничный	20	2	6	8–22	1,0–1,5 (10–15)	1–3
Поле, подготовленное к посеву	Колесный и гусеничный	20	2	6	8–22	0,1–0,7 (1–7)	5–15

Примечание. Определение показателей почвы проводят согласно ГОСТ 20915–2011.

Испытания следует проводить при всех вариантах силового привода ведущих колес, предусмотренных конструкцией конкретного трактора и руководством по его эксплуатации.

Измерения начинают после достижения стабильного режима работы трактора. Положение органов управления регулятором частоты вращения коленчатого вала двигателя должно соответствовать полной подаче топлива.

Тяговая нагрузка при испытаниях на почвенных фонах на каждой передаче измеряется последовательно от нуля до максимального значения. Число ступеней нагрузки должно быть достаточным для определения максимальной тяговой мощности.

Максимальное тяговое усилие должно ограничиваться началом неустойчивой работы двигателя или буксованием, предельное значение которого должно быть: на треках не более 7 % – для гусеничных и 15 % – для колесных тракторов и гусеничных с эластичной (резиновой) гусеницей, а на почвенных фонах – 15 % и 30 % соответственно.

Измерения проводят при поддержании заданного тягового усилия в течение не менее 20 с или времени, необходимого для прохождения расстояния не менее 20 м, в зависимости от того, какое время больше. На режимах максимальной тяговой мощности на каждой передаче расход топлива измеряют за время прохождения трактором не менее 100 м.

Максимальная тяговая мощность определяется не менее чем на шести передачах, начиная с передачи, соответствующей скорости движения трактора около 16 км/ч, и заканчивая передачей, на которой допускается развивать максимальное тяговое усилие, не превышая указанный предел буксования.

Если трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, то испытания следует проводить при шести значениях передаточных чисел коробки передач, равномерно распределенных в диапазоне скоростей и тяговых усилий.

Если трактор имеет трансмиссию с гидротрансформатором, который может быть заблокирован оператором, то испытания проводят как с работающим, так и с заблокированным гидротрансформатором.

В процессе испытаний на основе визуальных наблюдений регистрируют:

- любые значительные вертикальные колебания колес и буксование, при котором они возникли;
- потерю управляемости трактора при максимальных тяговых усилиях.

Твердость и влажность почвенных фонов во время испытаний измеряют ежедневно не менее чем в десяти местах, равномерно расположенных по участку испытаний на глубине 5, 10 и 15 см в каждом месте.

До начала и после испытаний по определению тяговых показателей проводят испытания по определению мощности двигателя через ВОМ в соответствии с ГОСТ 30747–2001.

Результаты измерений обрабатывают в соответствии с целью определения основных тяговых показателей: тяговых усилий, скорости, тяговой мощности, расхода топлива, топливной мощности, расхода топлива, буксования и условного тягового КПД.

Результаты испытаний оформляют в виде отчета.

Измерительная и регистрирующая аппаратура

Структурная схема измерительной цепи с использованием электрических и электронных элементов приведена на рис. 1.2.

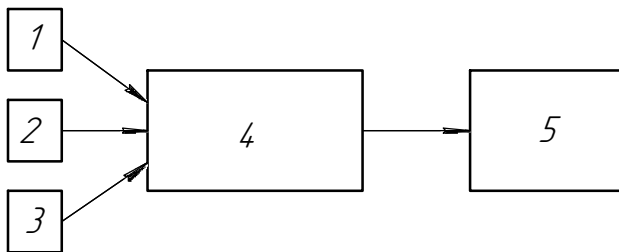


Рис. 1.2. Структурная схема измерений

1, 2, 3 – датчики для измерения механических величин: тензометрические, индуктивные, пьезорезисторные (термопары);

4 – измерительный усилитель; 5 – регистрирующее оборудование

Связь между измерительным и регистрирующим устройствами может осуществляться по одной из двух схем:

- аналоговой по пути *измеритель* → *усилитель* → *регистратор*;

– цифровой по пути *измеритель* → (*усилитель*) → *аналогово-цифровой преобразователь* → *регистратор*.

В первом случае в качестве регистратора используются, например, осциллографы, во втором – в одном устройстве (поз. 4, рис. 1.2) объединены усилитель, аналогово-цифровой преобразователь (сигналы от датчиков поступают в аналоговой форме), накопитель, цифровое преобразующее устройство. В качестве регистрирующего устройства обычно используют ноутбук. Число датчиков зависит от задач испытаний, количества каналов устройства 4.

Многоканальный накопитель данных и измерительный усилитель Spider8 предназначен для электрических измерений механических величин: деформации, усилия, давления, перемещения, ускорения, температуры и др.

Общее предварительное формирование сигналов (питание пассивных датчиков и усиление), сканирование (аналогово-цифровое преобразование, оцифровка), сопряжение с компьютером и технология соединения максимум 8 каналов – все это объединено в одном корпусе прибора Spider8. Он соединяется с компьютером через порт принтера или через интерфейс RS232.

Все необходимые установки производятся с компьютера с помощью команд; усилитель не имеет потенциометров, переключателей, паяных или вставных перемычек. Необходимость открыть корпус Spider8 появляется только при установке дополнительных модулей.

Программный комплекс Catman многоканального накопителя данных и измерительного усилителя Spider8, регистрируя сигналы с датчиков в виде напряжения и других электрических сигналов, пересчитывает в численное значение физической величины на основе заложенной перед измерениями в процессе тарировки зависимости величины электрического сигнала от физической величины. При этом весь процесс регистрации происходит в реальном времени.

Тяговые динамографы. При тяговых испытаниях трактора преимущественно применяются тензометрические динамографы, у которых преобразование механических величин (деформаций силового звена) в электрические осуществляется при помощи проволочных или фольговых тензометрических датчиков омического сопротивления (тензорезисторов). Материал последних (константан или нихром) в процессе деформации меняет сопротивление. Будучи наклеенными на деталь, датчики деформируются вместе

с ней и реагируют на величину усилия, вызывающего деформацию, соответствующим изменением сопротивления, пропускаемому через них току. Датчики включаются в электрический измерительный мост, содержащий 4 плеча: R_1 , R_2 , R_3 и R_4 . Перед началом испытаний мост приводится в сбалансированное состояние. По закону Кирхгофа условие равновесия измерительного моста имеет следующий вид: $R_1, R_3 = R_2, R_4$.

На рис. 1.3 представлена схема кольцевого тензометрического динамографа, у которого четыре тензорезистора (R_1 , R_2 , R_3 , R_4) наклеены на внутренней поверхности стального кольца и включены в четыре плеча измерительного моста. Два тензорезистора (R_1 и R_3) размещены в зоне растяжения и два (R_2 и R_4) – в зоне сжатия. Результаты измерений регистрируют магнитографом М или милливольтметром Г, включенным в измерительную диагональ. Для балансировки моста служит потенциометр Б. В запитываемую диагональ от аккумуляторной батареи подается напряжение 12 В.

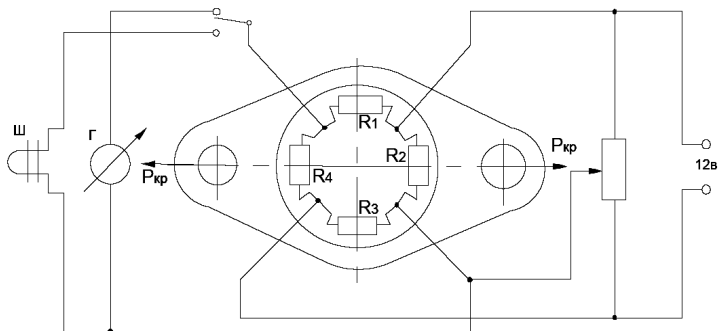


Рис. 1.3. Принципиальная схема тягового динамографа тензометрического типа

Тензорезисторы R_1 и R_3 регистрируют деформации растяжения, а тензорезисторы R_2 и R_4 – деформации сжатия, соответственно, при деформировании сопротивления R_1 и R_3 возрастут, а сопротивления R_2 и R_4 уменьшатся (рис. 1.3).

При изменении начального омического сопоставления датчиков, баланс моста нарушается ($R_1, R_3 \neq R_2, R_4$), в результате чего в его измерительной диагонали возникает ток, сила которого пропорциональна измеряемой величине $P_{кр}$. Достоинством мостовой измерительной схемы является линейная зависимость измеряемого тока от $P_{кр}$.

Максимальная величина относительного изменения омического сопротивления тензорезисторов не превышает 1 %, и непосредственная регистрация замеряемых величин без предварительного их усиления невозможна. Поэтому в измерительную диагональ электрического моста часто включают электронные устройства (усилители), которые усиливают сигналы, поступающие для записи в микропроцессор.

Топливные расходомеры. В конструкциях современных топливных расходомеров предусмотрены:

- автоматическое удаление воздуха путем прокачки системы перед процессом измерения и во время него;
- гашение колебаний давления топлива, которое обеспечивается специальным демпфером;
- компенсация падения давления топлива, которая производится в измерительном датчике;
- охлаждение и поддержание постоянства температуры топлива, чтобы избежать снижения его плотности при повышении его температуры при работе ДВС.

Обычно применяют расходомеры, которые имеют: а) объемный поршневой тип дозирующего механизма; б) рабочее давление 0,5 МПа (5,0 кг/см²); в) измерительный диапазон 0,5–150 л/ч; г) пропускную способность 250 л/ч; д) напряжение питания 12 В; е) погрешность измерения 0,5 %. Для достижения этих показателей расходомер топлива Flowtronic 210 оборудуют насосом системы охлаждения и теплообменником, 4-клапанной измерительной системой, а также контролером, который компенсирует броски давления в системе клапанов.

Принцип работы расходомера показан на рис. 1.4.

Как видно из схемы, топливо из бака по топливопроводу 2 поступает через клапанную коробку 4 поочередно в одну из двух полостей – 1 и 6. Обе полости соединены цилиндрическим каналом, в котором движется поршень 8. Направление потоков топлива зависит от положения электромагнитов ЭМ₁–ЭМ₄ и ЭМ₂–ЭМ₃. Если включена пара ЭМ₁–ЭМ₄, то есть клапан 3 поднят, а клапан 5 опущен, то топливо из бака наполняет полость 1 и двигает поршень вправо. Последний выталкивает топливо из полости 6 в магистраль 7, соединенную с двигателем.

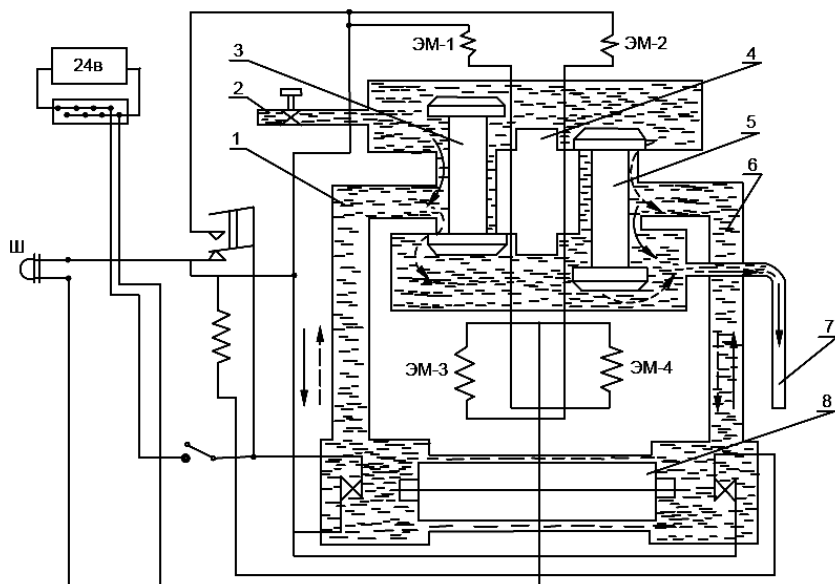


Рис. 1.4. Электрический порционный расходомер:
 1, 6 – полости; 2 – топливопровод; 3, 5 – клапаны; 4 – клапанная коробка;
 7 – магистраль, соединенная с двигателем; 8 – поршень

При включении пары электромагнитов ЭМ₂–ЭМ₃ клапаны пере­мещаются в обратные стороны, меняя направление потока топлива. Электромагниты включаются двигающимся поршнем. В каждом из своих крайних положений он замыкает контакты, включающие с помощью реле ту или иную пару электромагнитов. В крайнем левом положении поршень включает электромагниты ЭМ₁–ЭМ₄, в крайнем правом – ЭМ₂–ЭМ₃.

Совершая возвратно-поступательное движение, поршень за каж­дый ход подает двигателю определенную порцию топлива. Коли­чество поданных порций подсчитывается с помощью счетчика импульсов.

Отметчики частоты вращения путеизмерительных и ведущих колес. Пройденный в процессе испытания трактора путь удобно заме­рять с помощью путеизмерительного колеса 8 (см. рис. 1.1), которое устанавливают между передними и задними колесами для колесных или за трактором – для гусеничных тракторов. Путеизмерительное

колесо крепят к трактору и прижимают пружиной к почве усилием, достаточным для обеспечения его качения без скольжения и буксования. На ступице колеса монтируется контактное или бесконтактное устройство, позволяющее за каждый оборот колеса несколько раз периодически посылать импульсы, которые регистрирует микропроцессор.

На рис. 1.5, *а* показана одна из схем создания электрических импульсов. На колесе закрепляется диск *1* из изоляционного материала, на котором равномерно по окружности расположены токопроводящие пластины от 1 до 16 шт. Против вращающегося диска *1* устанавливают и фиксируют в неподвижном состоянии диск *3*, также изготовленный из изоляционного материала. Он имеет два токопроводящих контакта, соединенных проводами с электрической цепью, в которую включены аккумуляторная батарея *4* и счетчик импульсов *5*, которым является микропроцессор.

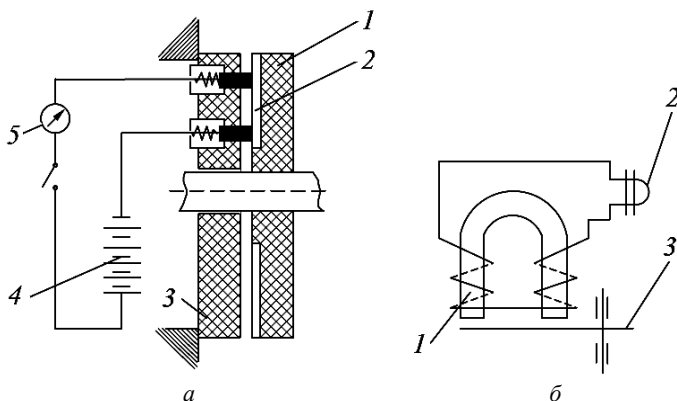


Рис. 1.5. Схема создания импульсов при определении частоты вращения колес:

а – контактным отметчиком: *1* – диск из изоляционного материала;

2 – токопроводящие пластины; *3* – неподвижный диск;

4 – аккумуляторная батарея; *5* – счетчик импульсов;

б – бесконтактным отметчиком: *1* – индуктивный датчик; *2* – шлейф; *3* – флажок

Принципиальная схема бесконтактного устройства для замера частоты вращения показана на рис. 1.5, *б*.

Бесконтактный отметчик частоты вращения работает следующим образом. В обычном положении ЭДС не генерируется и сигнал

от индуктивного датчика 1 на шлейф 2 счетчика импульсов (микропроцессора) не поступает.

Если вблизи полюсов датчика 1 проходит флажок 3 из магнитного материала, связанный с осью колеса, в катушках магнита наводится переменная ЭДС, на шлейф регистрирующего устройства поступает сигнал и записывается отметка частоты вращения путеизмерительного колеса.

Для замера частоты вращения ведущих колес применяются аналогичные контактные или бесконтактные отметчики.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Основные определения из нормативной документации по тяговым испытаниям.
3. Схема расположения измерительной и регистрирующей аппаратуры на тракторе.
4. Перечень регистрируемых величин и допустимые погрешности средств измерений.
5. Схемы силоизмерительных и путеизмерительных датчиков, используемых при тяговых испытаниях.

Контрольные вопросы

1. На каких почвенных фонах проводят тяговые испытания тракторов?
2. Каким требованиям должны удовлетворять подобранные почвенные и другие фоны для проведения тяговых испытаний?
3. Какие показатели замеряют при тяговых испытаниях?
4. Какие общие требования предъявляются к испытываемому трактору?
5. Какова величина погрешности применяемых средств измерений?
6. Какие пределы буксования колесных и гусеничных тракторов при тяговых испытаниях допустимы?

Практическая работа № 2

ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ

Цель работы: приобрести навыки построения и анализа тяговой характеристики трактора по экспериментальным данным.

Материальное обеспечение: нормативно-техническая документация, руководства по эксплуатации тракторов «Беларус», инструкции к аппаратуре и приборам, учебная литература, практикум.

Порядок выполнения практической работы

1. Изучите порядок тарировки приборов.
2. Изучите алгоритм расчета тяговых показателей трактора по результатам тяговых испытаний.
3. Изучите порядок построения тяговой характеристики трактора по экспериментальным данным.
4. Оформите отчет.

Общие сведения

Тяговая характеристика трактора показывает изменение скорости движения, крюковой мощности, буксования, часового и удельного расхода топлива, тягового КПД от тягового усилия $P_{кр}$.

Тарировка оборудования для тяговых испытаний

Тарировку датчиков, измерительных устройств производят с целью установления связи между их сигналами и измеряемыми физическими величинами.

При тяговых испытаниях важнейшим устройством является тяговый динамограф. Современные динамографы дают электрический сигнал (напряжение U). Важно установить связь напряжения с измеряемым усилием на крюке $P_{кр}$.

Схема тарировки тягового динамометра (динамографа) показана на рис. 2.1. Тяговый динамометр подключается к усилительной и регистрирующей аппаратуре.

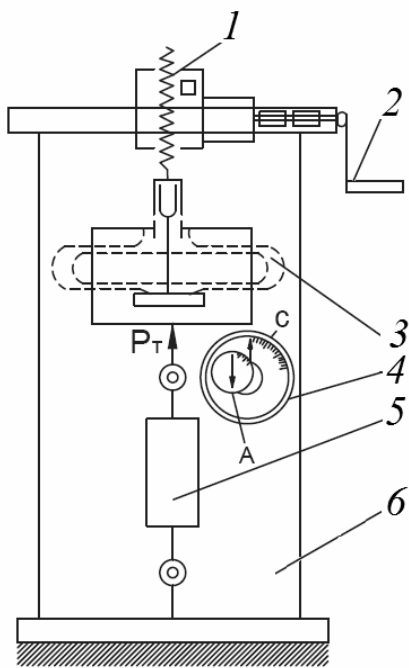


Рис. 2.1. Схема тарировки тягового динамометра:
 1 – шпindelь червячного редуктора; 2 – рукоятка штурвала;
 3 – образцовый динамометр ДОСМ-3-5;
 4 – индикатор; 5 – тяговый динамометр; 6 – стенд

Тарировка осуществляется путем сравнения показателей тарируемого динамометра 5 с показаниями эталонного силоизмерительного прибора 3 при одновременном воздействии на эти приборы некоторой силы. Эталонным силоизмерительным элементом стенда является образцовый динамометр 3 сжатия со стрелочным индикатором 4. Связь между растягивающим усилием образцового динамометра 3 и показаниями индикатора 4 указана в инструкции к образцовому динамометру.

Стенд 6 состоит из стального основания, двух стоек, на которых установлена верхняя опора. На верхней опоре смонтирован силовой узел: червячный самотормозящийся редуктор с передаточным отношением $i = 14,0$ и шпindelь 1 с резьбой, являющийся грузовым винтом, передающим усилие на образцовый динамометр 3.

Образцовый динамометр 3 подвешивается на шпindelь 1 с помощью реверсивных скоб, служащих для преобразования усилия растяжения в усилие сжатия.

Поверяемый динамометр 5 одним концом подвешивается к реверсивной скобе, а другим концом присоединяется к серьге нижней опоры.

Поверяемый и образцовый динамометры, установленные на стенде, подвергаются плавной нагрузке и разгрузке посредством поворота штурвала 2, закрепленного винтом на продолжении червяка редуктора. Приложенное усилие на рукоятке штурвала через редуктор, шпindelь 1 (грузовой винт) и через образцовый динамометр 3 передается поверяемому динамометру. Максимальное усилие на рукоятке 2 штурвала 300 Н при усилии, передаваемом на приборы, равно 50 кН.

На основании накопленных данных программа автоматически рассчитывает масштабный коэффициент $\mu_{кр} = P \left(\frac{\text{кН}}{\text{мВ}} \right)$ и при проведении тяговых испытаний отражает значения тягового усилия непосредственно в килоньютонах.

При наличии гистерезиса или нелинейности ($P_{кр} - U$) зависимости динамометр подлежит ремонту вплоть до переклейки тензометрических датчиков.

Тарировка отметчиков оборотов ведущих и путеизмерительных колес. Чтобы найти величину буксования экспериментальным путем, нужно замерять во время испытаний действительные радиусы r качения ведущих колес и теоретические радиусы r_k , поскольку

$$\delta = 1 - \frac{V}{V_T} = 1 - \frac{r}{r_k}. \quad (2.1)$$

По ГОСТ 30745–2001 (ИСО 789-9–90) в полевых испытаниях сельскохозяйственных тракторов это требование выполняется следующим образом: действительный радиус качения определяется путем замера числа оборотов $n_{раб}$ ведущих колес за время прохождения мерного гона длиной S при работе в соответствующих почвенных условиях с заданной нагрузкой на крюке. Искомый радиус качения подсчитывается из соотношения

$$S = 2\pi r n_{\text{раб}}, \quad (2.2)$$

откуда

$$r = \frac{S}{2\pi n_{\text{раб}}}. \quad (2.3)$$

Точный замер теоретического радиуса затрудняется: во-первых, практически невозможно создать условия движения ведущих колес без буксования, а во-вторых, величина этого радиуса зависит от действующей на колесо нормальной нагрузки, которая в процессе работы может меняться. Поэтому ГОСТ 30745–2001 установил *приближенный метод* определения теоретического радиуса ведущих колес, основанный на следующих двух допущениях:

1) принимается, что при установившемся холостом ходу трактора на горизонтальном участке ведущие колеса не буксуют;

2) считается, что теоретический радиус ведущих колес имеет на данном почвенном фоне постоянное значение, не зависящее от нагрузки на крюке и других условий движения.

Исходя из этих допущений, искомую величину теоретического радиуса определяют путем замера числа оборотов $n_{\text{хол}}$ ведущих колес за время прохождения ими на опытном участке мерного гона длиной S при движении трактора холостым ходом. Таким образом:

$$S = 2\pi r_k n_{\text{хол}}, \quad (2.4)$$

откуда

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_{\text{хол}}}. \quad (2.5)$$

Так как при работе трактора под нагрузкой ведущие колеса из-за буксования проходят за один оборот меньший путь, чем при движении вхолостую, то получаем следующее неравенство:

$$n_{\text{раб}} > n_{\text{хол}}.$$

Определив значения r и r_k , находим искомую величину буксования по формуле

$$\delta = 1 - \frac{r}{r_k} = 1 - \frac{n_{\text{хол}}}{n_{\text{раб}}} = \frac{n_{\text{раб}} - n_{\text{хол}}}{n_{\text{раб}}} 100 \%. \quad (2.6)$$

Некоторое повышение точности замеров может быть достигнуто, если замерять число оборотов $n_{\text{хол}}$ при движении по твердой дороге, где буксование ведущих колес на холостом ходу можно практически считать равным нулю. Хотя на твердой дороге радиальные деформации шин, при прочих равных условиях, несколько больше, чем на более мягких почвах, но вносимые этим погрешности перекрываются устранением буксования ведущих колес. Таким образом, величина теоретического радиуса, при ее определении приближенным методом, получается более близкой к действительности, чем при определении ее по методике, установленной ГОСТ 30745–2001.

Порядок расчета тяговых показателей трактора по результатам тяговых испытаний

Показания, полученные при тяговых испытаниях:

- напряжение U регистрирующего прибора, мВ;
- время опыта t_p , с;
- число отметок (импульсов) путеизмерительного колеса $n_{\text{пк}}$, отм.;
- число отметок (импульсов) расходомера топлива n_t , отм.;
- число оборотов коленчатого вала. Далее по регуляторной характеристике двигателя трактора определяют соответствующую эффективную мощность N_e , кВт;
- плотность топлива ρ_t , г/см³;
- радиус путеизмерительного колеса $r_{\text{пк}}$, м.

Рассчитывают соответствующие масштабные коэффициенты:

- масштаб путеизмерительного колеса $\mu_{\text{пк}}$, отм./об.;
- масштаб тягового динамометра $\mu_{\text{кр}}$, кН/мВ;
- масштаб расходомера топлива μ_t , см³/отм.

Расчет тяговых показателей трактора. Рассчитываем рабочие скорости трактора, V_p , м/с:

$$V_p = \frac{2\pi r_{\text{пк}} n_{\text{пк}}}{\mu_{\text{пк}} t_p}. \quad (2.7)$$

Теоретическая скорость трактора V_T , м/с:

$$V_T = \frac{2\pi r n_{\text{пк(хх)}}}{\mu_{\text{пк}} t_P}, \quad (2.8)$$

где $n_{\text{пк(хх)}}$ – число отметок путеизмерительного колеса (при $P_{\text{кр}} = 0$).

Тяговое усилие на крюке $P_{\text{кр}}$, кН:

$$P_{\text{кр}} = U \mu_{\text{кр}}. \quad (2.9)$$

Крюковая мощность $N_{\text{кр}}$, кВт:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} V_P. \quad (2.10)$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$Q_T = \frac{3,6 n_T \mu_T \rho_T}{t_P}. \quad (2.11)$$

Удельный крюковой расход топлива $g_{\text{кр}}$, г/(кВт·ч):

$$g_{\text{кр}} = \frac{Q_T}{N_{\text{кр}}} 10^3. \quad (2.12)$$

Буксование трактора δ , %:

$$\delta = \frac{V_T - V_P}{V_T} 100 \%. \quad (2.13)$$

Тяговый КПД трактора $\eta_{\text{тяг}}$, %:

$$\eta_{\text{тяг}} = \frac{N_{\text{кр}}}{N_e} 100 \%. \quad (2.14)$$

Полученные результаты расчетов записываем в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Показатели, полученные при тяговых испытаниях трактора

Опыт (ступень нагрузки)	U, МВ	t _p , с	n _{пкз} , отг.	n _г , отг.	N _е , кВт	Параметры, рассчитываемые по результатам испытаний							
						V _T , м/с	V _p , м/с	P _{кр} , кН	N _{кр} , кВт	Расход топлива		δ, %	η _{тяг} , %
										Q _г , кг/ч	g _{кр} , г/(кВт·ч)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

После заполнения таблицы строим экспериментальную тяговую характеристику. Пример приведен на рис. 2.2.

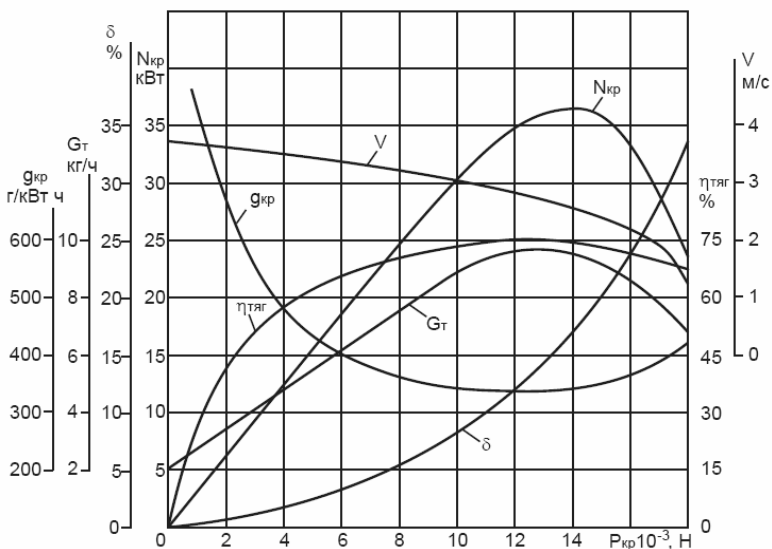


Рис. 2.2. Пример тяговой характеристики трактора, построенной по экспериментальным данным

Анализ тяговой характеристики. По мере роста тягового усилия на крюке трактора крюковая мощность пропорционально увеличивается от 0 до $N_{кр}^{max}$ кВт. Последняя примерно соответствует

номинальному тяговому усилию для данного класса трактора. Это усилие трактор должен развивать на невзлущенной стерне нормальной влажности (15 %–18 %) и средней твердости (на черноземе или суглинке); при этом буксование ведущих органов у колесного трактора данного типа (4×2) не должно превышать 18 % (4×4 – 16 % и гусеничных – 5 %).

При увеличении тягового усилия свыше $P_{кр}^H$ тяговая мощность уменьшается, так как двигатель работает на перегрузочных режимах. Частота вращения коленчатого вала двигателя снижается, и скорость движения трактора резко уменьшается. Несмотря на то, что усилие на крюке растет из-за падения скорости, тяговая мощность падает.

Задача

Используя изложенную выше методику, рассчитайте и проанализируйте показатели тяговой характеристики трактора тягового класса 1,4 на стерне озимой ржи согласно табл. 2.2. Исходные данные в графах 2, 3, 4, 5, 6. Масштабы: $\mu_{пк} = 3$ отм./об.; $r_{пк} = 0,25$ м; $\mu_{кр} = 1,5 \frac{\text{кН}}{\text{мВ}}$; $\mu_t = 5 \text{ см}^3/\text{отм.}$; $r_{пк} = 0,25$ м; $q_t = 0,85 \text{ г/см}^3$.

Постройте тяговую характеристику.

Таблица 2.2

Показатели тяговой характеристики

Опыт (ступень нагрузки)	U, мВ	t _p , с	n _{пк} , отм.	n _т , отм.	N _е , кВт	Параметры, определяемые по результатам испытаний								
						V _T , м/с	V _p , м/с	P _{кр} , кН	N _{кр} , кВт	Расход топлива			δ, %	η _{тяг} , %
										Q _т , кг/ч	g _{кр} , г/кВт·ч			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	0	22,9	(160)	3,05	9,05	3,65	3,65	0	0	2,03	→∞	0	0	
2	1,35	25,0	162	4,58	16,2									
3	2,7	25,0	160	7,68	24,1									
4	4,0	25,7	160	9,7	31,2									
5	5,38	27,0	162	12,2	37,0									
6	6,74	27,0	157	14,4	42,7									

Опыт (ступень нагрузки)	U, мВ	t _р , с	n _{пк} , отг.	n _т , отг.	N _е , кВт	Параметры, определяемые по результатам испытаний							
						V _T , м/с	V _р , м/с	P _{кр} , кН	N _{кр} , кВт	Расход топлива		δ, %	η _{тяг} , %
										Q _т , кг/ч	g _{кр} , г/кВт·ч		
7	8,07	28,0	159	17,5	48,6								
8	9,4	29,0	150	18,8	50,2	3,65	2,71	14,1	38,1	9,92	260	26	75,8
9	10,75	34,2	144	19,6	48,5								
10	12,1	40,0	100	19,0	34,6								

Пример расчета

Для опыта 8 рассчитаем показатели тяговой характеристики с использованием формул (2.7), (2.8), (2.9), (2.10), (2.11), (2.12), (2.13), (2.14):

$$1) V_p = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 150}{3 \cdot 29} = 2,71 \text{ м/с} \approx 2,7 \text{ м/с};$$

$$2) V_T = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,25 \cdot 160}{3 \cdot 22,9} = 3,65 \text{ м/с};$$

$$3) P_{кр} = 9,4 \cdot 1,5 = 14,1 \text{ кН};$$

$$4) N_{кр} = 14,1 \cdot 2,7 = 38,1 \text{ кВт};$$

$$5) Q_T = 3,6 \cdot \frac{18,8 \cdot 5 \cdot 0,85}{29} = 9,92 \frac{\text{кг}}{\text{ч}};$$

$$6) g_{кр} = \frac{9,92}{38,1} \cdot 10^3 = 260 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}};$$

$$7) \delta = \frac{3,65 - 2,7}{3,65} = 26 \%;$$

$$8) \eta_{тяг} = \frac{38,1}{50,2} 100 = 75,8 \%.$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема и описание тарировки тягового динамометра.
3. Методика расчета тяговых показателей.

4. Расчет тяговых показателей согласно табл. 2.2.
5. Экспериментальная тяговая характеристика, анализ.

Контрольные вопросы

1. Для чего производят тарировку датчиков и измерительных устройств?
2. Как измерить радиусы ведущих и путеизмерительных колес и определить буксование трактора?
3. Какие показания получают при проведении тяговых испытаний?
4. Какие графики отображаются на тяговой характеристике?
5. Как называется тяговое усилие в области максимальной крутящей мощности?

Практическая работа № 3

СТЕНДОВЫЕ И ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЯ. ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ И РЕГИСТРИРУЮЩАЯ АППАРАТУРА

Цель работы: изучить устройство и работу аппаратуры и приборов, применяемых при стендовых и дорожных испытаниях автомобиля, а также условия и методики их проведения.

Материальное обеспечение: нормативно-техническая документация, руководства по эксплуатации грузовых автомобилей, инструкции к аппаратуре и приборам, учебная литература, практикум.

Порядок выполнения практической работы

1. Изучите номенклатуру показателей, определяемых при испытаниях, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля по ГОСТ 22576–90.
2. Изучите назначение и методику проведения *стендовых и дорожных* испытаний автомобилей.
3. Изучите устройство и работу аппаратуры и приборов, применяемых при *стендовых и дорожных* испытаний автомобилей.
4. Оформите отчет.

Общие сведения

Показатели, условия, виды и методы испытаний

Номенклатуру показателей и характеристик, определяемых при испытаниях, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля, устанавливает ГОСТ 22576–90 «Автотранспортные средства. Скоростные свойства. Методы испытаний»:

- скоростная характеристика разгон (выбег);
- характеристика разгона на высшей и предшествующей передачах;
- скоростная характеристика на дороге с переменным продольным профилем;
- максимальная скорость;
- условная максимальная скорость;

- время разгона на пути 400 и 1000 м;
- время разгона до заданной скорости.

Испытания грузовых автомобилей проводят при полной нагрузке. Для автобусов и легковых автомобилей допускается применение частичных нагрузок.

Испытания тягово-скоростных свойств автомобилей делятся на стендовые и дорожные, которые дополняют друг друга.

При *стендовых* испытаниях может быть применен больший объем измерительной аппаратуры и более оперативно получают результаты экспериментальных исследований, поскольку обработка данных с помощью вычислительных машин может вестись параллельно проведению эксперимента. Пределы допускаемой основной погрешности измерений для автомобильных стендов (ГОСТ 26899–86) не должны превышать пределов, указанных в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Пределы допускаемой основной погрешности измерений для автомобильных стендов (ГОСТ 26899–86)

Наименование параметра	Предел допускаемой основной погрешности %, не более, для автомобильных стендов		
	инерционных	силовых	инерционно-силовых
1. Мощность на ведущих колесах, кВт (л.с.)	±3,0	±3,0	±3,0
2. Тяговое усилие на ведущих колесах, Н (кгс)	–	±2,0	±2,0
3. Линейная скорость на окружности роликов, км/ч	±2,0	±2,0	±2,0
4. Контрольный (часовой) расход топлива, л/100 км (л/ч или кг/ч) / удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч) или г/(л.с.·ч)	±2,0	±2,0	±2,0
5. Эффективная мощность двигателя, кВт (л.с.)	±4,0	±4,0	±4,0
6. Соппротивление вращению колес трансмиссии, Н (кгс)	–	±2,0	±2,0

Наименование параметра	Предел допускаемой основной погрешности %, не более, для автомобильных стендов		
	инерционных	силовых	инерционно-силовых
7. Время или путь разгона (выбега), с	$\pm 1,0$	–	$\pm 1,0$
8. Ускорение (замедление) при разгоне (выбеге), м/с^2	$\pm 3,0$	–	–
9. Частота вращения коленчатого вала, с^{-1}	–	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$
10. Линейная скорость на окружности роликов при переключении гидромеханической передачи, км/ч	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$

Примечания:

1. Предел допускаемой основной погрешности автомобильных стендов указан в процентах верхнего предела измерений.
2. Предел допускаемой дополнительной погрешности автомобильных стендов должен быть не более половины предела допускаемой основной погрешности.

Дорожные испытания проводят при следующих условиях окружающей среды: скорость ветра не более 3 м/с, отсутствие осадков, температура окружающего воздуха от $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$... $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Погрешности измерительной аппаратуры должны составлять для датчиков скорости $\pm 1\%$, для датчиков времени и пути $\pm 0,5\%$. Перед проведением испытаний определяют весовые показатели автомобиля, коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой. Непосредственно перед началом испытаний все агрегаты автомобиля должны быть прогреты пробегом в течение 0,5–1,0 ч, а в период испытаний температура охлаждающей жидкости и масла должна поддерживаться в установленных пределах.

Измерительный участок дороги для определения *максимальной скорости* должен быть горизонтальным, прямолинейным с цементно- или асфальтобетонным покрытием, длиной не менее 1 км (допускаются неровности не более 0,5 % на участках до 50 м).

Испытательные заезды проводят на высшей передаче в двух противоположных направлениях, за исключением испытаний на дороге с переменным продольным профилем. Скорость должна

быть установлена до начала измерительного участка не менее чем за 200 м. *Условную максимальную скорость* определяют по времени прохождения последних 400 м, при разгоне автомобиля (автопоезда) с места на пути 2000 м.

Характеристику разгон (выбег) определяют путем разгона с места до наибольшей скорости на пути 2 км и выбега до остановки. Скоростную характеристику разгона на высшей (предшествующей) передаче определяют при разгоне с минимальной установившейся скорости на данной передаче путем резкого и полного нажатия на педаль подачи топлива и удержания ее в таком положении до конца разгона.

При определении *скоростной характеристики* на дороге с переменным продольным профилем испытательный участок должен быть длиной 13–15 км, с наличием одного подъема и одного спуска длиной по 500–700 м с уклоном 4,5 %. Радиусы кривых в плане – не менее 1 км. Пробег осуществляется с наиболее высокой скоростью, но не превышающей допустимую, в том числе на спусках. На подъемах не допускается чрезмерное падение скорости.

Время разгона на участках 400 и 1000 м определяют путем измерения при разгоне с места, а *время разгона до заданной скорости* – путем записи параметров разгона с места. Для легкового автомобиля заданная скорость составляет 100 км/ч (27,7 м/с), для микроавтобуса и автомобиля малой грузоподъемности – 80 км/ч (22,2 м/с), для автобуса, грузового автомобиля и автопоезда – 60 км/ч (16,68 м/с).

Аппаратура для дорожных испытаний

При испытаниях тягово-скоростных свойств автомобилей широко применяют цифровую аппаратуру. По информации только одного датчика получают данные о пути, скорости, ускорении и времени движения автомобиля при различных программах испытаний.

В качестве источника первичной информации обычно используют прибор «пятое колесо» (рис. 3.1), на валу которого установлен фотоэлектрический или индукционный датчик. Базовая платформа 2 пятого колеса крепится к буферу или раме автомобиля зажимом 1. На платформе расположен карданный шарнир 4, одна из вилок которого связана с дышлом 5. Прижим колеса к дороге обеспечивается пружиной 3 между дышлом и опорной платформой.

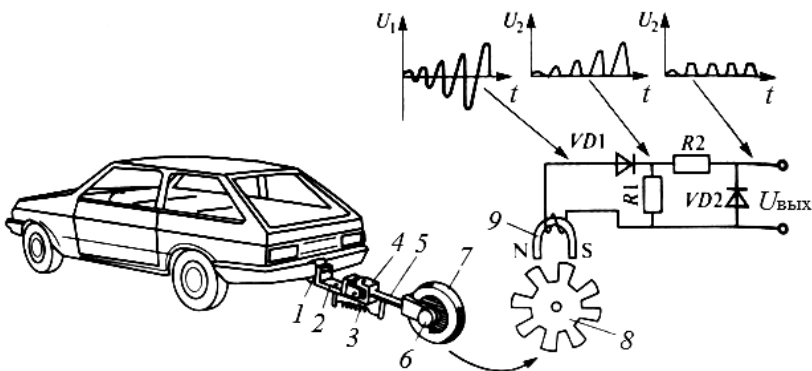


Рис. 3.1. Пятое колесо и датчик скорости:

- 1 – зажим; 2 – базовая платформа; 3 – пружина; 4 – карданный шарнир;
 5 – дышло; 6 – датчик импульсов; 7 – колесо; 8 – зубчатый диск;
 9 – постоянный магнит с катушкой (индукционный датчик)

С валом колеса 7 связан датчик 6 импульсов. Датчик представляет собой зубчатый диск 8, при вращении которого замыкается магнитный поток постоянного магнита 9, а в катушке индуктивности, установленной на нем, индуцируются импульсы ЭДС. Амплитуда импульсов зависит от угловой скорости диска 8, а форма близка к синусоидальной.

Для формирования импульсов постоянной амплитуды и одной полярности используют схему, состоящую из выпрямительного диода VD1, резисторов R1 и R2, одного стабилитрона VD2.

С помощью диода VD1 синусоидальный сигнал формируется в однополярный. С нагрузочного резистора R1 снимается напряжение однополярного сигнала и через ограничительный резистор R2 подается на стабилитрон VD2. Напряжение на нем поддерживается постоянным, так как превышение напряжения над пороговым приводит к пробоем стабилитрона. Происходит ограничение по амплитуде полупериодов синусоидального сигнала. Форма сигнала на выходе близка к трапециевидной. Например, при диске со 100 пазами и периметре пятого колеса 1 м интервал между электрическими импульсами соответствует 0,01 м пройденного пути.

В функциональной схеме *цифровой регистрирующей аппаратуры* (рис. 3.2) электрический сигнал от датчика импульсов поступает в нормализатор 1, где преобразуется в сигнал прямоугольной формы.

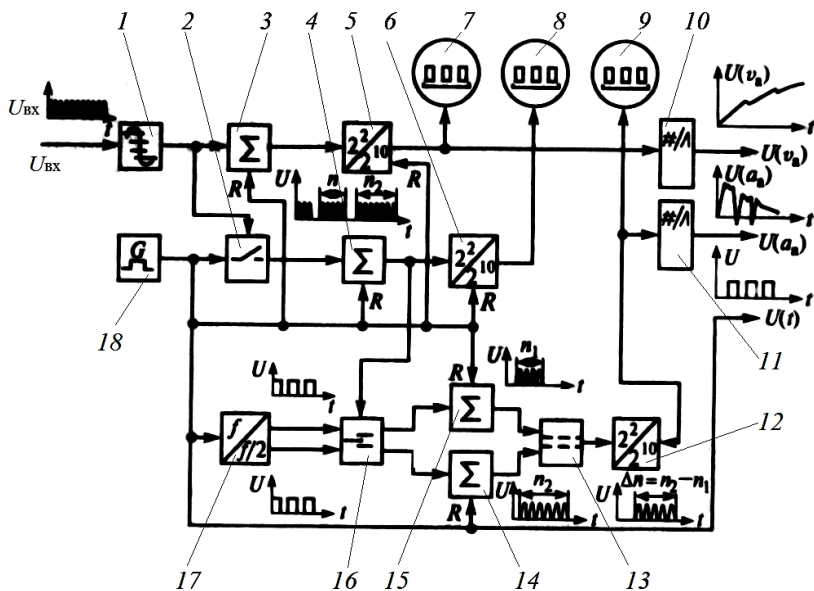


Рис. 3.2. Функциональная схема цифровой регистрирующей аппаратуры:
 1 – нормализатор; 2, 16 – ключи; 3, 4 – счетчики; 5, 6, 12 – дешифраторы;
 7, 8, 9 – цифровые индикаторы; 10, 11 – цифроаналоговые преобразователи;
 13 – сравнивающее устройство; 14, 15 – запоминающие устройства; 17 – триггер;
 18 – таймер; $U_{вх}$ – напряжение входного сигнала;
 t – время; $U(v_a)$ и $U(a_a)$ – напряжения выходных сигналов соответственно
 в функции скорости и ускорения;
 $U(t)$ – напряжение сигналов импульсов времени; n – число импульсов в пакете;
 R – кодовые входы; f – частота преобразования

Для регистрации пути прямоугольные импульсы датчика поступают в счетчик 3, осуществляющий счет импульсов в двоичной системе счисления. Для индикации пути в десятичной системе счисления двоичный код переводится в десятичный в дешифраторе 6 и поступает на цифровой индикатор 7. При определении скорости автомобиля необходимо через равные промежутки времени проводить счет импульсов, соответствующих пройденному пути. Формирование временных интервалов осуществляет таймер 18. Импульсы таймера открывают ключ 2 на равные промежутки времени и через равные интервалы времени. За время, в течение которого ключ 2 открыт, через него на счетчик 4 проходят импульсы датчика.

Число импульсов в единицу времени зависит от скорости автомобиля. Подсчитанное в единицу времени в двоичной системе счисления число импульсов переводится дешифратором 5 в десятичный код, что и фиксирует цифровой индикатор 8 скорости. Фиксация скорости движения проводится в динамическом режиме, то есть показания индикатора непрерывно меняются. Для измерения скорости движения в каждый последующий промежуток времени информация, накопленная в счетчике за предыдущее время, должна быть стерта. Операция по стиранию информации осуществляется передним фронтом импульса, который формируется таймером 18, подключенным также к счетчику 4 и дешифратору 5.

Ускорение автомобиля определяется путем сравнения данных о скорости движения за два цикла измерения. С этой целью информация о скорости поступает от счетчика 4 на два запоминающих устройства 14 и 15 через ключ 16. Управление ключом осуществляется через триггер 17 от таймера 18. На двух выходах триггера формируются управляющие сигналы со сдвигом по времени на половину периода.

Поступление управляющего импульса с первого выхода триггера 17 на первый управляющий вход ключа 16 переключает последний на подачу кода скорости за первый промежуток времени в запоминающее устройство 15. Управляющий импульс со второго выхода триггера 17, поступивший на второй вход ключа 16, переключает его на подачу кода скорости на следующий промежуток времени в запоминающее устройство 14. Третьим импульсом таймера пускается сравнивающее устройство 13, которое сравнивает коды скорости в устройствах 14 и 15 и выдает информацию об изменении скорости в единицу времени.

Частота выдачи информации об ускорении в 1,5 раза ниже частоты выдачи информации о скорости. На цифровой индикатор 9 информация поступает через дешифратор 12, выполняющий те же функции, что и другие дешифраторы.

Для получения не только цифровых данных о параметрах движения к описанному комплексу подключают цифроаналоговые преобразователи 10 и 11. С их помощью выходные импульсные сигналы преобразуются в аналоговые – непрерывно меняющееся напряжение, которое зависит от режима движения. Это напряжение используется для регистрации графиков движения на осциллографах, самописцах или магнитографах.

При определении тяговых характеристик, поскольку измерение касательной силы в зоне контакта колеса с дорогой практически невозможно, измеряют крутящий момент на полуоси ведущего моста, а тяговую силу определяют экспериментально.

Под действием момента полуось закручивается на угол, пропорциональный приложенному крутящему моменту. Крутильная деформация измеряется различными датчиками (тензометрическими, индуктивными и др.).

Поскольку процесс тензометрирования требует трудоемких подготовительных операций, в последнее время стали часто применять методы, позволяющие определить напряженное состояние деталей автомобиля без непосредственного контакта с ними.

К таким методам относится *магнитоанизотропный*. Он основан на том явлении, что при взаимно перпендикулярном расположении двух катушек индуктивности и подачи на одну из них переменного тока во второй катушке ЭДС не наводится. В случае же деформации магнитного потока возбуждения какими-либо внешними причинами во второй катушке появится ЭДС, пропорциональная этой деформации.

Магнитоанизотропный датчик 1 (рис. 3.3) для измерения крутящего момента на полуоси ведущего моста автомобиля устанавливают в отверстие на балке 2 ведущего моста с некоторым зазором между торцом датчика и полуосью 3.

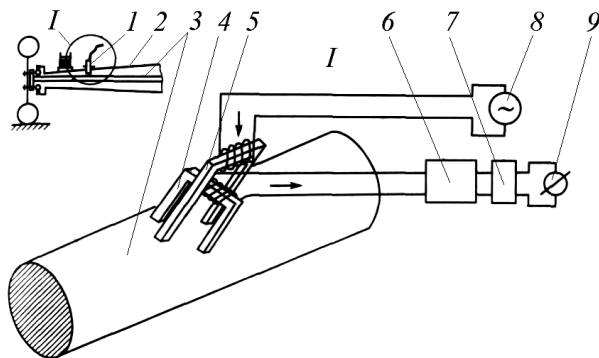


Рис. 3.3. Магнитоанизотропный датчик для измерения крутящего момента на полуоси ведущего моста автомобиля:

- 1 – магнитоанизотропный датчик; 2 – балка; 3 – полуось; 4, 5 – магнитопроводы; 6 – источник переменного тока; 7 – усилитель; 8 – фазовый детектор; 9 – регистрирующий прибор

Датчик состоит из двух металлических П-образных магнитопроводов 4 и 5, на которых располагаются катушки индуктивности. Магнитопроводы установлены взаимно перпендикулярно. На катушку индуктивности магнитопровода 5 поступает ток от источника 6 переменного тока. Электромагнитное поле, создаваемое этой катушкой, распространяется по магнитопроводу и замыкается через металл полуоси 3, преодолевая магнитное сопротивление зазоров между магнитопроводом и полуосью.

Если к полуоси не приложен крутящий момент и она не деформирована (не закручена), то во второй катушке, расположенной на магнитопроводе 4, ЭДС равна нулю. Деформация полуоси в случае приложения к ней крутящего момента приводит к деформации кристаллической решетки материала в поверхностном слое и искажению направления магнитных силовых линий потока возбуждения от катушки магнитопровода 5. Тем самым направление магнитных силовых линий в поверхностном слое материала полуоси будет непараллельно оси катушки магнитопровода 4, что вызывает в ней появление ЭДС, пропорциональной деформации магнитных силовых линий потока, а следовательно, и приложенному крутящему моменту.

Поскольку наводимая в катушке магнитопровода 4 ЭДС мала, требуется усиление сигнала. Для этого катушка подключена к входу усилителя 7, выход которого соединен через фазовый детектор 8 с индикаторным или регистрирующим прибором 9. В фазовом детекторе 8 из амплитудно-модулированного сигнала переменного тока формируется сигнал постоянного тока, численное значение и знак которого меняются в зависимости от значения и направления приложенного крутящего момента.

Перед проведением испытаний определяют весовые показатели автомобиля, коэффициенты сопротивления качению и сцепления шин с дорогой.

Автомобиль взвешивают на специальных платформенных весах. Коэффициенты определяют на стенде или, чаще, в дорожных условиях с помощью динамометрической тележки, которая буксируется автомобилем-тягачом. Такую тележку используют также для определения коэффициента сцепления шин с дорогой. Предварительно измеряют вертикальную нагрузку P_z на колесо, а в процессе движения за тягачом – силу тяги P_T в буксирном устройстве. Коэффициент

сопротивления качению $f = P_T / P_Z$, а при заторможенном колесе тележки по такой же формуле рассчитывают коэффициент сцепления.

Аппаратура для стендовых испытаний

Для испытаний автомобилей на тягово-скоростные свойства в лабораторных условиях используют стенды роликового или барабанного типа.

На роликовом стенде сопротивление качению значительно больше сопротивления качению по дороге из-за значительной деформации шин в зоне контакта с опорной поверхностью. На барабанном стенде условия качения шины меньше отличаются от условий качения по плоской дороге. Чем больше диаметр барабана, тем ближе условия качения к реальным в эксплуатации.

На стендах должно имитироваться полное сопротивление движению автомобиля. В основу работы стендов положен принцип обратимости движения, то есть испытуемый автомобиль неподвижен, а «дорога» движется под ним со скоростью, зависящей от режима работы двигателя и включенной передачи.

При испытаниях на *установившихся режимах* движения, для которых могут применяться роликовые стенды, нагрузка на автомобиль создается гидравлическим или индукторным тормозом, либо балансирным генератором. Испытания автомобиля на *неустановившихся режимах* осуществляются в основном с помощью электрических генераторов, работающих в режиме тормоза.

При испытаниях на неустановившихся режимах движения в каждый момент разгона автомобиля сопротивление движению, развиваемое тормозом на беговых барабанах, должно быть равным сопротивлению, преодолеваемому автомобилем в реальных дорожных условиях. Моделирование закона нагружения такой функциональной зависимости осуществляется с помощью электронно-вычислительной машины.

Испытуемый автомобиль 6 (рис. 3.4) устанавливают на беговых барабанах 2 и 34 с помощью узлов 3 и 8 привязки к опорным стойкам 4 и 9. Обе пары беговых барабанов используют при испытаниях автомобилей с колесной формулой 4×4. Для автомобилей с колесной формулой 4×2 применяют только одну пару беговых барабанов. Передние колеса в этом случае устанавливают на плоское основание.

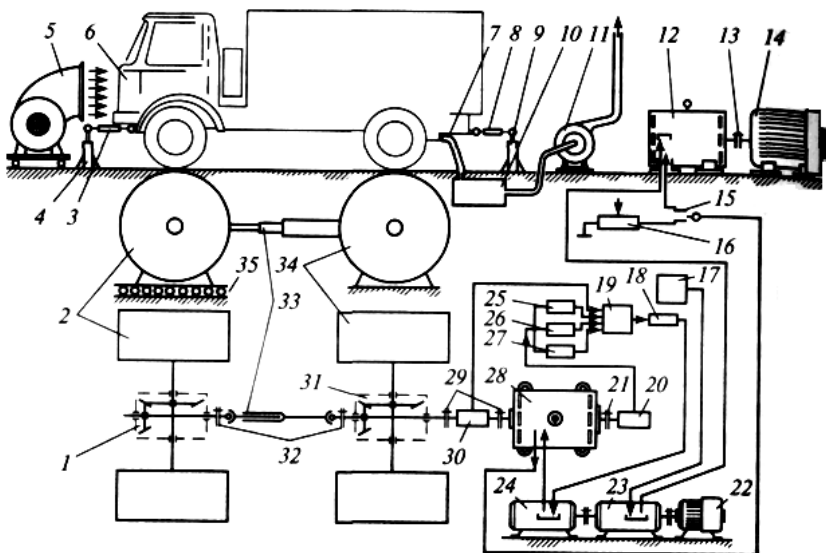


Рис. 3.4. Автоматизированный стенд с беговыми барабанами для воспроизведения суммарного сопротивления движению автомобиля:

- 1, 31 – угловые редукторы; 2, 34 – беговые барабаны; 3, 8 – узлы привязки;
 4, 9 – опорные стойки; 5 – вентилятор; 6 – испытуемый автомобиль; 7 – рукав;
 10 – ресивер; 11 – насос; 12, 22 – электродвигатели; 13, 21, 29, 32 – муфты;
 14 – генератор; 15 – переключатель; 16 – нагрузочный резистор;
 17 – блок ручного управления; 18 – усилитель; 19 – блок суммирования;
 20 – тахогенератор; 23, 24 – электромашинные усилители;
 25 – блок формирования сигнала скорости;
 26 – блок формирования сигнала ускорения;
 27 – блок формирования сигнала квадрата скорости; 28 – тормозной генератор;
 30 – датчик тормозного момента; 33 – карданная передача; 35 – роликное устройство

Возможность испытания автомобилей с колесной формулой 4×4 с различной базой обеспечивается перемещением передних барабанов с помощью роликного устройства 35. Вращающий момент от барабанов 2 и 34 к тормозному генератору 28 передается через угловые редукторы 1, 31, муфты 29, 32 и карданную передачу 33.

Для охлаждения радиатора во время испытаний перед автомобилем устанавливают вентилятор 5. Чистота воздуха в лаборатории обеспечивается путем отсоса отработавших газов насосом 11 через рукав 7 и ресивер 10. Система отсоса снабжена автоматическим устройством, поддерживающим в ресивере давление наружного воздуха.

В системе управления стэнда тормозной генератор 28 связан муфтой 21 с тахогенератором 20.

В законозадающее устройство системы входят три функциональных блока 25–27 (формируют сигналы, пропорциональные скорости, квадрату скорости и ускорению), блок суммирования 19, усилитель 18, электромашинные усилители 23 и 24 и преобразователь, состоящий из электродвигателя 12 и генератора 14, соединенных муфтой 13.

При вращении беговых барабанов тахогенератор вырабатывает напряжение, пропорциональное скорости движения. В начале движения при трогании автомобиля сигнал скорости мал, и на выходах блоков 25 и 27 он также невелик. Однако на выходе блока 26 сигнал пропорционален ускорению автомобиля и значителен по величине. Напряжение на выходе блока 19 суммирования и усилителя 18 в основном определяется сигналом от блока 26. После усиления в электромашинном усилителе 24 этот сигнал поступает в обмотку возбуждения генератора 28. Напряжение, вырабатываемое генератором 28, рассеивается в виде тепловой энергии на нагрузочном резисторе 16. Таким образом, в начальный момент движения сила сопротивления зависит в основном от ускорения автомобиля в реальных условиях движения.

По мере увеличения скорости ускорение автомобиля падает, но возрастает сила сопротивления качению. Напряжение тахогенератора, суммируясь в блоке 19 с сигналами от блоков 25 и 27, создает после усиления такое напряжение возбуждения тормозного генератора, при котором обеспечивается необходимая нагрузка на автомобиль.

Изменение тормозного момента лишь приблизительно следует за всеми изменениями управляющего сигнала, поскольку характеристики тормозного генератора и электромашинного усилителя нелинейны. Для того чтобы тормозной момент генератора точно соответствовал заданному закону нагружения, в цепь управления нагрузкой вводится отрицательная обратная связь по нагрузочному моменту. Она создается датчиком 30 тормозного момента – динамометрической муфтой, которая подключена к входу блока 19 суммирования, образуя отрицательную обратную связь в системе автоматического регулирования нагрузки.

Таким образом, в блоке 19 осуществляется сравнение заданного и обработанного законов нагружения двигателя автомобиля тормозным генератором в зависимости от скорости движения. На выходе блока суммирования при рассогласовании действительной и заданной нагрузок происходит формирование разностного сигнала управления, который вводит в заданный режим работы тормозной генератор. В период разгона автомобиля этот процесс носит непрерывный характер, а нагружение – колебательный. Чем выше частота регулирования, тем меньше амплитуда колебательного процесса нагружения.

Электросиловая часть стенда выполнена по схеме, предусматривающей возможность рекуперации электроэнергии. На режиме рекуперации переключатель 15 устанавливается в положение, при котором электрическая энергия, вырабатываемая генератором 28, поступает не на нагрузочный резистор 16, а в электродвигатель 12. Электродвигатель на этом режиме работает как двигатель, получая возбуждение от блока 17 ручного управления через электромашинный усилитель 23. Этот усилитель имеет привод, как и усилитель 24, от электродвигателя 22. Электродвигатель 12, работающий в режиме двигателя, вращает якорь генератора 14. Энергия, выработанная этим генератором, поступает в промышленную электросеть. Таким образом, при испытаниях энергия топлива, сжигаемого двигателем автомобиля, частично превращается в электрическую энергию, используемую другими потребителями. Кроме скоростных свойств при испытаниях автомобилей определяют массу и размеры (ГОСТ 20306–90), внешний шум (ГОСТ 27436–87), управляемость и устойчивость (ГОСТ 52302–2004), показатели безопасности систем (СТБ 1280–2004) и др.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Понятия и условия проведения стендовых и дорожных испытаний автомобиля.
3. Перечень показателей, определяемых при испытаниях, характеризующих тягово-скоростные свойства автомобиля, и допустимые погрешности средств измерений.

4. Оборудование, применяемое при стендовых и дорожных испытаниях автомобиля.

5. Схема автоматизированного стенда для испытаний автомобилей на тягово-скоростные свойства в лабораторных условиях.

Контрольные вопросы

1. Какие есть типы испытаний автомобиля?

2. Какие характеристики и показатели определяют при проведении дорожных испытаний автомобиля?

3. Какие требования предъявляются к условиям окружающей среды, конфигурации и покрытию участков дороги?

4. Какие требования предъявляются к автомобилю перед началом испытаний?

5. Какие требования предъявляются к измерительной и регистрирующей аппаратуре, используемой при испытаниях автомобиля?

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ОПОРНОГО ОСНОВАНИЯ НА КОЛЕСА ТРАКТОРА (АВТОМОБИЛЯ)

Цель работы: изучить методику расчета нормальных реакций опорного основания на колеса трактора (автомобиля), приобрести навыки расчета и анализа внешних сил и моментов, реакций дороги, действующих на колесный трактор.

Материальное обеспечение: практикум, измерительная и регистрирующая аппаратура для нормальных реакций опорного основания на колеса трактора (автомобиля), компьютерные программы, компьютеры.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой расчета, определения нормальных реакций опорного основания на колеса трактора (автомобиля).
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Внешние силы и моменты, действующие на колесный трактор

Нормальные реакции дороги на колеса трактора зависят от внешних сил и моментов, действующих на него во время работы. Величина этих реакций оказывает существенное влияние на тяговые и тормозные качества машины, ее продольную устойчивость и управляемость.

Рассмотрим общий случай, когда трактор с прицепом движется ускоренно на подъем под углом α к горизонту (рис. 4.1). Трактор типа 4×2 с задними ведущими и передними ведомыми колесами. Колеса трактора представлены на рисунке их теоретическими окружностями с радиусами r_k у ведущих и r_n у ведомых колес.

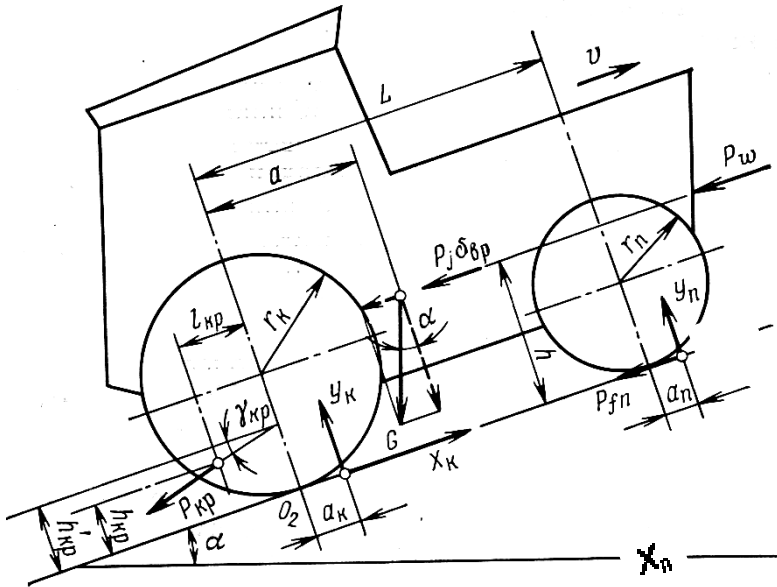


Рис. 4.1. Внешние силы, действующие на трактор в продольной плоскости в общем случае движения

Вес трактора G – приложен в центре тяжести трактора, положение которого определяется координатами: продольной a и вертикальной h .

Нормальные реакции дороги Y_k на ведущие колеса и Y_n на ведомые. Реакция Y_k смещена на расстояние a_k , а реакция Y_n – на расстояние a_n от прямых, проведенных через оси колес перпендикулярно их опорной поверхности.

Реакции дороги, параллельные поверхности пути: действующая по направлению движения толкающая сила X_k , приложенная на расстоянии r_k от геометрической оси ведущих колес, и действующая против направления движения реакция X_n , приложенная на расстоянии r_n от геометрической оси ведомых колес.

Тяговое сопротивление $P_{кр}$, приложенное в точке прицепа, находящейся на высоте $h_{кр}$ от поверхности пути. В общем случае тяговое сопротивление направлено под углом $\gamma_{кр}$ к этой поверхности.

Угол $\gamma_{кр}$ условимся считать положительным, когда линия тягового сопротивления наклонена вниз по направлению к опорной

поверхности, и отрицательным, когда она наклонена вверх. На рассматриваемой схеме принят первый случай.

Суммарная сила инерции P_j поступательно движущихся масс трактора возникает при неравномерной скорости движения.

Сила сопротивления воздуха P_w приложена на высоте h центра тяжести машины.

Для удобства дальнейших вычислений перенесем силу тягового сопротивления $P_{кр}$ по направлению ее действия до пересечения с плоскостью, проходящей через ось ведущих колес нормально к поверхности пути. Новую точку приложения тягового сопротивления назовем **условной точкой прицепа**. Высота ее над поверхностью пути $h'_{кр}$ определяется из следующего соотношения:

$$h'_{кр} = h_{кр} + l_{кр} \operatorname{tg} \gamma_{кр}, \quad (4.1)$$

где $l_{кр}$ – продольное расстояние от действительной точки прицепа до оси ведущих колес, м.

Чтобы определить нормальную реакцию дороги $Y_{п}$, действующую на передние колеса, составим уравнение моментов всех сил, показанных на рис. 4.1, относительно точки O_2 , в которой толкающая сила X_k пересекается с нормалью к поверхности пути, проведенной через геометрическую ось ведущих колес. Уравнение моментов имеет следующий вид:

$$Y_{п}(L + a_{п}) + Y_{к}a_{к} + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h + P_{кр} \cos \gamma_{кр} h'_{кр} - Ga \cos \alpha = 0, \quad (4.2)$$

где L – продольная база трактора, м.

Заменяем в приведенном уравнении произведения $Y_{к} a_{к}$ и $Y_{п} a_{п}$ соответствующими моментами сопротивления качению M_{fk} и M_{fp} ведущих и ведомых колес. Учитывая далее, что $M_{fk} + M_{fp}$ представляет собой момент сопротивления качению всего трактора, который обозначим через M_f , получим следующую формулу для определения реакции $Y_{п}$:

$$Y_{п} = [Ga \cos \alpha - (G \sin \alpha + P_j + P_w) h - P_{кр} h'_{кр} - M_f] / L. \quad (4.3)$$

Здесь и далее принимаем $\cos \gamma_{кр} = 1$.

Нормальную реакцию дороги Y_k можно определить, записав уравнение проекций действующих сил на поперечную плоскость, перпендикулярную поверхности пути:

$$Y_{п} + Y_k = G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}.$$

Подставив сюда вместо реакции $Y_{п}$ ее значение из уравнения (4.3), получим

$$Y_k = [G \cos \alpha (L - a) + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h + P_{кр} h'_{кр} + M_f] / L + P_{кр} \sin \gamma_{кр}.$$

Внешние силы и моменты, действующие на гусеничный трактор

Рассмотрим общий случай прямолинейного движения, когда гусеничный трактор с прицепом движется ускоренно на подъем с углом α наклона поверхности к горизонтали. При этом в продольно-вертикальной плоскости на трактор действуют следующие внешние силы и реакции (рис. 4.2):

- вес трактора G ; его составляющие $G \sin \alpha$ и $G \cos \alpha$ соответственно параллельны и перпендикулярны поверхности пути;
- сила инерции P_j поступательно движущихся масс трактора;
- тяговое сопротивление на крюке $P_{кр}$, приведенное в условную точку прицепа, его составляющие $P_{кр} \cos \gamma_{кр} \approx P_{кр}$ и $P_{кр} \sin \gamma_{кр}$ соответственно параллельны и перпендикулярны поверхности пути;
- реакции почвы, параллельные поверхности пути: касательная сила тяги P_k и составляющая $P_{фп}$ сопротивления перекатыванию;
- реакция Y , нормальная к поверхности – результирующая всех нормальных реакций почвы, действующих на отдельные звенья гусениц.

Сопротивлением воздуха, моментами касательных сил инерции вращающихся деталей трансмиссии и двигателя, посаженных на поперечные валы, а также движущихся звеньев гусеничных цепей пренебрегаем. Для упрощения рисунка в качестве опорной поверхности гусениц принята плоскость, в которой действует касательная сила тяги P_k .

Уравнение тягового баланса в общем случае движения гусеничного трактора по аналогии с уравнением для колесных машин может быть записано в виде

$$P_k = f(G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}) \pm G \sin \alpha \pm P_j + P_{кр} \cos \gamma_{кр}. \quad (4.4)$$

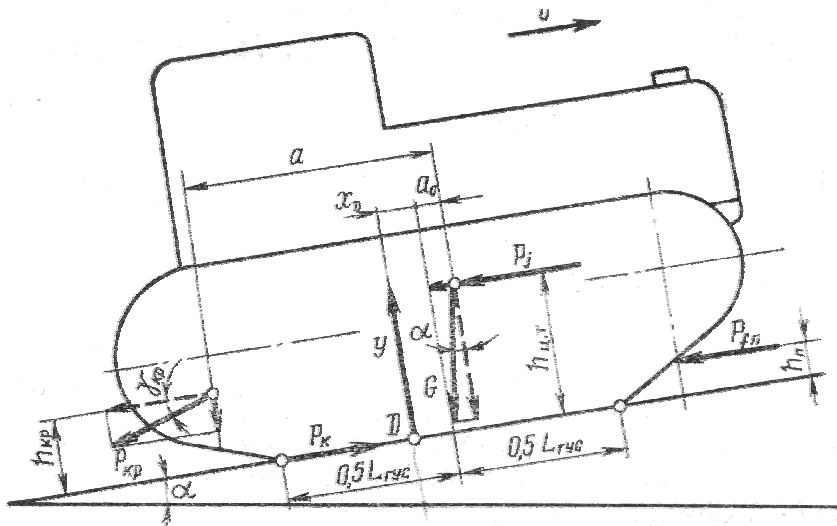


Рис. 4.2. Схема сил и реакций, действующих в продольной плоскости на гусеничный трактор в общем случае движения на подъем

Точку приложения результирующей нормальной реакции почвы Y называют центром D давления трактора. В общем случае центр давления не совпадает с серединой опорной длины гусениц. Продольное расстояние x_D от середины до центра давления называют смещением центра давления.

Чтобы установить смещение x_D , запишем уравнение моментов внешних сил и реакций, действующих на трактор, относительно центра давления D :

$$G \cos \alpha (x_D + a_0) - (G \sin \alpha + P_j) h_{ц.т} - P_{кр} \cos \gamma_{кр} h_{кр} - P_{ф.п} h_n - P_{кр} \sin \gamma_{кр} (a - a_0 - x_D) = 0, \quad (4.5)$$

где a – продольная координата центра тяжести трактора относительно геометрической оси ведущих колес гусениц;

a_0 – продольная координата центра тяжести трактора относительно середины опорной длины гусениц; $a_0 > 0$, если центр тяжести смещен вперед, и $a_0 < 0$, если он смещен назад;

$h_{ц.т}$ и $h_{кр}$ – соответственно вертикальные координаты центра тяжести трактора и условной точки прицепа;

$h_{п}$ – плечо составляющей $P_{фн}$ сопротивления качению.

Произведение $P_{фн} h_{п}$ в дальнейшем примем равным моменту M_f сопротивления качению гусеничного трактора.

Из приведенного уравнения находим смещение центра давления трактора относительно середины опорной поверхности гусениц:

$$x_D = \frac{(G \sin \alpha + P_f) h_{ц.т} + P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma_{кр} + a \sin \gamma_{кр}) + M_f}{G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}} - a_0. \quad (4.6)$$

При равномерном движении трактора на горизонтальном участке

$$x_D = \frac{P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma_{кр} + a \sin \gamma_{кр}) + M_f}{G + P_{кр} \sin \gamma_{кр}} - a_0. \quad (4.7)$$

Если $\gamma_{кр} = 0$, то гусеницы трактора не догружаются нормальной составляющей силы на крюке и силовое воздействие выражается лишь в смещении центра давления:

$$x_D = \frac{P_{кр} h_{кр} + M_f}{G} - a_0. \quad (4.8)$$

Как следует из формулы (4.7), изменяя продольную координату a_0 положения центра тяжести трактора, можно добиться неизменного положения центра давления, например $x_D = 0$, при любом значении нагрузки на крюке. Для этого положение координаты a_0 должно изменяться по следующей зависимости:

$$a_0 = \frac{P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma_{кр} + a \sin \gamma_{кр}) + M_f}{G + P_{кр} \sin \gamma_{кр}} \quad (4.9)$$

или при $\gamma_{кр} = 0$

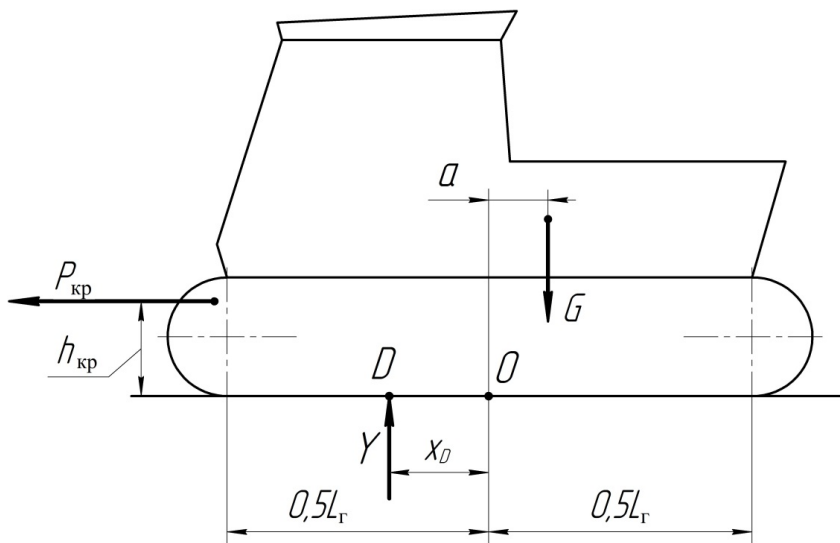
$$a_0 = \frac{P_{кр} h_{кр} + M_f}{G}. \quad (4.10)$$

Конструкционно положение координаты можно изменить перемещением кабины, применением специальных блок-противовесов, комплектованием агрегатов. Обычно для сельскохозяйственных тракторов координату центра тяжести располагают впереди ($a_0 = +(0,05 \dots 0,08) L_{гус}$), для промышленных сзади от середины опорной поверхности ($a_0 = -(0,02 \dots 0,05) L_{гус}$). Допустимое смещение положения центра тяжести $\pm 1/6 L_{гус}$.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Определить координату центра давления X_D гусеничного трактора в соответствии со схемой (рис. 4.3). Допустимо ли такое смещение центра давления?



$$G = 100 \text{ кН}; a = 0,1 \text{ м}; P_{кр} = 40 \text{ кН}; h_{кр} = 0,5 \text{ м}; L_{г} = 2,2 \text{ м}, M_f = 0$$

Рис. 4.3. Расчетная схема для определения координаты центра давления гусеничного трактора

По формуле (4.7):

$$X_D = \frac{40 \cdot (0,5 + 0)}{100} - 0,1 = 0,1.$$

Тогда

$$\frac{X_D}{L_T} = \frac{0,1}{2,2} = 0,045.$$

Допустимое смещение центра давления $[X_D] = +1/6 \cdot L_{\text{тис}} = 1/6 \cdot 2,2 = 0,37$ м.

Анализ полученных результатов. Полученное значение смещения центра давления значительно меньше допустимого: $0,045 \ll 0,37$. Следовательно, у трактора сохраняется расположение центра давления впереди, имеется возможность догрузки навески силой тяги или весом от машины.

Задача 2

Трактор типа «Беларус-3022» агрегатируется с комбинированным агрегатом. Определить нормальные реакции опорного основания в статике при заданных параметрах в соответствии со схемой (рис. 4.4).

Решение

Сумма моментов относительно точки O_2 :

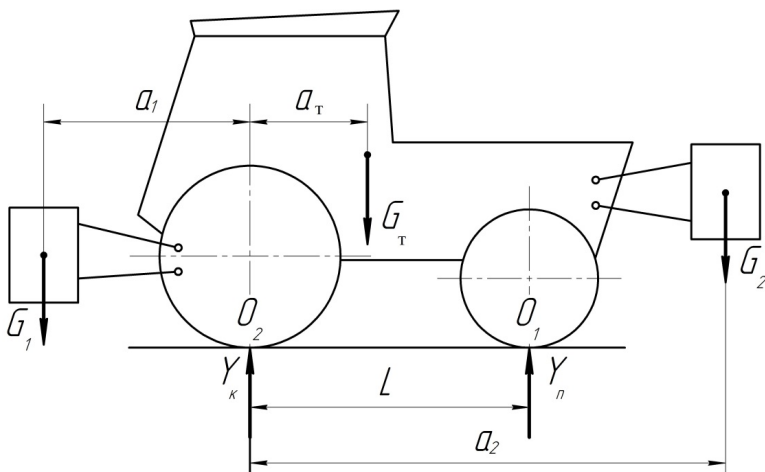
$$Y_{\text{п}}L - G_2 a_2 - G_T a_T + G_1 a_1 = 0.$$

Тогда значение нормальной реакции опорного основания равно

$$Y_{\text{п}} = \frac{20 \cdot 4,2 + 115 \cdot 1,4 - 40 \cdot 2}{3} = 55 \text{ кН.}$$

Значение нормальной реакции Y_K найдем из выражения

$$Y_K + Y_{\text{п}} - G_2 - G_T - G_1 = 0.$$



$G_1 = 40 \text{ кН};$	$L = 3,0 \text{ м};$	$a_2 = 4,2 \text{ м}$
$G_2 = 20 \text{ кН};$	$a_T = 1,4 \text{ м};$	
$G_T = 115 \text{ кН};$	$a_1 = 2,0 \text{ м};$	

Рис. 4.4. Расчетная схема для определения нормальных реакций опорного основания колесного трактора в статике

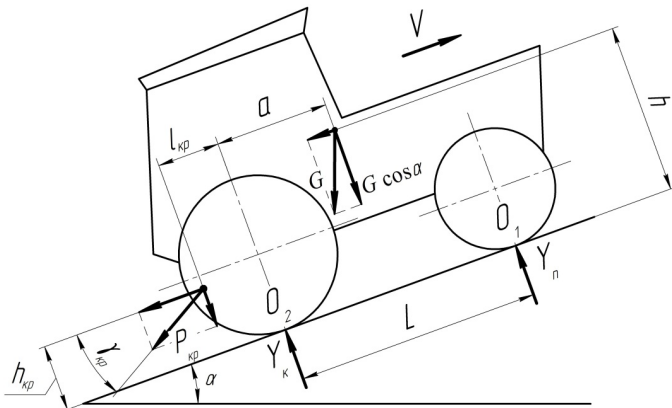
Следовательно:

$$Y_k = 20 + 115 + 40 - 55 = 120 \text{ кН.}$$

Анализ полученных результатов. Распределение нагрузки на передний мост в статике составляет 31,5 %, на задний – 68,5 % от массы агрегата, или 48 % и 52 % соответственно от массы трактора. При выполнении работы будет перераспределение нагрузок. Допустимая минимальная нагрузка на передний управляемый мост 20 % от эксплуатационной массы трактора по условию управляемости.

Задача 3

Определить нормальные реакции почвы на колеса трактора, нагруженного в соответствии со схемой (рис. 4.5). Проанализировать полученные результаты.

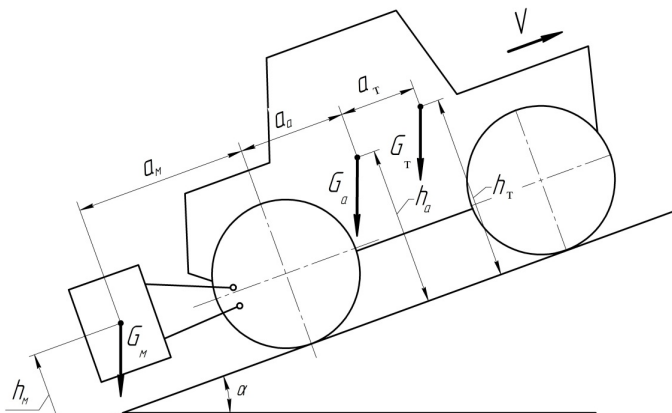


$G = 60 \text{ кН};$ $h = 1,0 \text{ м};$ $a = 1,4 \text{ м};$ $L = 2,8 \text{ м};$
 $P_{kp} = 30 \text{ кН};$ $l_{kp} = 1,1 \text{ м};$ $h_{кр} = 0,4 \text{ м};$ $\alpha = 5^\circ;$ $\gamma_{кр} = 30^\circ$

Рис. 4.5. Расчетная схема для определения нормальных реакций почвы на колеса трактора

Задача 4

Определить координаты центра тяжести агрегата при заданных параметрах в соответствии со схемой (рис. 4.6). Проанализировать полученные результаты.



$G_T = 150 \text{ кН};$ $G_M = 40 \text{ кН};$ $a_T = 2,2 \text{ м};$ $a_M = 4,0 \text{ м};$ $h_M = 1,5 \text{ м}$

Рис. 4.6. Расчетная схема для определения координаты центра тяжести агрегата

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об определении нормальных реакций опорного основания на колеса трактора (автомобиля) и методике их расчета.
3. Расчет нормальных реакций опорного основания на колеса трактора (автомобиля) и анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Какие силы действуют на трактор при неравномерном движении?
2. Из каких условий определяются реакции дороги на передние и задние колеса трактора?
3. Что такое центр давления гусеничного трактора и как его определить?
4. Где располагается центр тяжести гусеничного трактора?

Практическая работа № 5

РАСЧЕТ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ТРАКТОРА (АВТОМОБИЛЯ, АВТОПОЕЗДА)

Цель работы: изучить показатели тормозных свойств, методику расчета, проанализировать влияние основных факторов.

Материальное обеспечение: практикум, стандарты, компьютерные программы, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой расчета определения тормозных свойств трактора (автомобиля, автопоезда).
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Способность к принудительному снижению скорости (торможению) и быстрой остановке является важнейшим динамическим свойством трактора (автомобиля, автопоезда), влияющим на его эксплуатационные показатели и имеющим большое значение для безопасности движения.

Снижению скорости препятствует накопленная машиной при движении кинетическая энергия, которую при торможении нужно тем или иным способом поглотить, превратить в работу.

Торможение – процесс создания и изменения искусственного сопротивления движению трактора (автомобиля, автопоезда) с целью уменьшения его скорости или удержания неподвижным относительно дороги.

Измерители тормозных свойств трактора (автомобиля, автопоезда):

- максимальное значение замедления;
- максимальный тормозной путь, проходимый от начала торможения до необходимой скорости или полной остановки;
- минимальное время торможения, необходимое для прохождения минимального тормозного пути.

Показатели тормозных свойств

Для оценки тормозных свойств используются следующие показатели:

– установившееся замедление $j_{т.уст.}$, которое может быть достигнуто при установившемся тормозном режиме в заданных дорожных условиях, м/с²;

– тормозной путь $S_{т.мин.}$, проходимый машиной от начала торможения при движении со скоростью V_1 (м/с) до того момента, когда ее скорость снизится до заданной величины V_2 , м; минимальный тормозной путь до полной остановки соответствует $V_2 = 0$;

– остановочный путь S_o , проходимый машиной от начала торможения до полной остановки, м;

– время срабатывания тормозов привода $t_{т.пр.}$, то есть время от начала нажатия на тормозную педаль до полного срабатывания тормозов, с.

Исходные данные для расчета: начальная скорость движения автомобиля V_1 , м/с; конечная скорость автомобиля $V_2 = 0$; тип и состояние дорожного покрытия, соответствующий ему коэффициент сцепления шин с дорогой $\varphi_{сц.}$: асфальтобетон сухой $\varphi_{сц.} = 0,75$; грунтовая мокрая дорога $\varphi_{сц.} = 0,30$; снежная укатанная дорога $\varphi_{сц.} = 0,20$; угол подъема (спуска) $\alpha = 0$.

Определим остановочный путь S_o (м), проходимый транспортным средством от начала торможения до полной остановки:

$$S_o = S_t + S_{р.в} + S_{т.пр.}, \quad (5.1)$$

где S_t – минимальный путь торможения, м;

$S_{р.в}$ – путь, проходимый транспортным средством за время реакции водителя, м;

$S_{т.пр.}$ – путь, проходимый транспортным средством за время срабатывания тормозов, м.

Минимальный путь (м) торможения:

$$S_t = \frac{(V_1^2 - V_2^2)k_{\Sigma}}{2 j_{т.уст.}}, \quad (5.2)$$

где $j_{т.уст}$ – замедление на горизонтальной дороге, $м/с^2$;

k_3 – коэффициент эксплуатационного состояния тормозов, учитывающий несоответствие усилий на тормозимых колесах и приходящийся на сцепной вес, зависит от конструктивных параметров тормозов, величины полезной нагрузки и технического состояния колес и тормозных механизмов; на сухих дорожных покрытиях колеблется в пределах 1,1–2,0; для дорог с коэффициентом сцепления ниже 0,3 учитывается лишь одновременность торможения отдельных колес и k_3 принимается равным 1,1–1,2 для легковых автомобилей и 1,1–1,4 для грузовых; для асфальтобетонной сухой и грунтовой мокрой дорог принимаем $k_3 = 1,5$, для снежной укатанной дороги – $k_3 = 1,2$.

Замедление $j_{т.уст}$ ($м/с^2$) на горизонтальной дороге:

$$j_{т.уст} = \frac{g \varphi_{сц}}{\delta_{вр}}, \quad (5.3)$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$;

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс (коэффициент условного увеличения массы автомобиля при торможении). С учетом быстрого снижения скорости при движении в тормозном режиме коэффициент $\delta_{вр}$ составляет 1,0–1,3 и в расчетах может приниматься равным 1,0.

Путь ($м$), проходимый транспортным средством за время реакции водителя:

$$S_{р.в} = t_{р.в} V_1, \quad (5.4)$$

где $t_{р.в}$ – время реакции водителя, с. Время реакции находится в пределах 0,5–1,0 с, при расчетах принимаем $t_{р.в} = 0,8$ с.

Путь ($м$), проходимый транспортным средством за время срабатывания тормозов:

$$S_{т.пр} = t_{т.пр} V_1, \quad (5.5)$$

где $t_{т.пр}$ – время срабатывания тормозного привода, то есть время от начала нажатия на тормозную педаль до полного срабатывания тормозов, с. Время срабатывания тормозного привода для грузовых автомобилей и автобусов находится в пределах 0,6–1,4 с, для автопоездов – 0,8–1,6 с, для легковых автомобилей и их модификаций для перевозки грузов – 0,4–0,8 с, для мотоциклов – 0,1–0,3 с. Принимаем $t_{т.пр} = 1,0$ с.

Рассчитанные показатели сводим в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Показатели тормозных свойств

Начальная скорость движения автомобиля, V_1 , м/с (км/ч)	Тип и состояние дорожного покрытия	Коэффициент сцепления шин с дорогой $\varphi_{сц}$	Расчетные показатели				
			$j_{т.уст2}$, м/с ²	$S_{т2}$, м	$S_{р.в.}$, м	$S_{т.пр.}$, м	S_0 , м
1	2	3	4	5	6	7	8

На основании данных табл. 5.1 можно построить и проанализировать зависимости $S_{т} = f(V_1)$ и $S_0 = f(V_1)$ (тормозной и остановочный пути на заданных дорожных покрытиях и различных начальных скоростях движения).

Безопасность движения при обгоне

Под термином «обгон» подразумевается опережение одного или нескольких транспортных средств, связанных с выездом на полосу (сторону проезжей части) встречного движения и последующим возвращением на ранее занимаемую полосу (сторону проезжей части).

Для обгона водителю обгоняющего транспортного средства необходимо проехать расстояние (м)

$$S_{об} = S'_0 + S''_0 + L'_a + L''_a + S_{0.a}, \quad (5.6)$$

где S'_0 – остановочный путь обгоняющего автомобиля, м;

S''_0 – остановочный путь обгоняемого автомобиля, м;

L'_a – габаритная длина обгоняющего автомобиля, м;

L''_a – габаритная длина обгоняемого автомобиля, м;

$S_{0.a}$ – путь обгоняемого автомобиля за время приближения обгоняющего, м.

Остановочный путь обгоняющего автомобиля определим по формуле

$$S'_o = (t_{p.v} + t_{т.пр})V_1 + \frac{\delta_{вр}V_1^2k_э}{2g\varphi_{сц}}. \quad (5.7)$$

Остановочный путь обгоняемого автомобиля определим по формуле

$$S''_o = (t_{p.v} + t_{т.пр})V_2 + \frac{\delta_{вр}V_2^2k_э}{2g\varphi_{сц}}. \quad (5.8)$$

Путь обгоняемого автомобиля за время приближения обгоняющего:

$$S_{o.a} = S'_o + L'_a. \quad (5.9)$$

Определим ускорение (м/с²):

$$j_p = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2(S'_o + L''_a)}. \quad (5.10)$$

Зная путь обгона и скорость движения обгоняющего автомобиля, определяем время $t_{об}$ обгона (с):

$$t_{об} = \frac{S_{об}}{V_2} + \Delta t, \quad (5.11)$$

где Δt – время движения автомобиля с включенным показателем поворота в своем ряду до начала обгона, принимаем $\Delta t = 5,0$ с.

Дистанция безопасности на автомагистрали D_1 (м) должна быть не меньше остановочного пути S_0 данного транспортного средства. Кроме того, должно быть расстояние безопасности a_6 между остановившимся транспортным средством и препятствием, вызывающим опасность, то есть

$$D_1 = S'_0 + a_6, \quad (5.12)$$

где a_6 – расстояние безопасности между остановившимся транспортным средством и препятствием, вызывающим опасность, $a_6 = 3,0-5,0$ м (принимается $a_6 = 4,0$ м).

Ориентировочно можно рекомендовать дистанцию между транспортным средством при движении на горизонтальных участках дороги с сухой проезжей частью из расчета 1 м дистанции на 1 км/ч скорости. С изменением скорости движения, рельефа местности, состояния покрытия дороги, видимости и т. п. дистанция между транспортными средствами должна изменяться.

При движении в городских условиях дистанция (м) между транспортными средствами может определяться по выражению

$$D_2 = 0,5V_2, \quad (5.13)$$

где V_2 – скорость движения обгоняемого автомобиля, км/ч.

Рассчитанные значения представим в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Безопасность движения при обгоне

Тип и модель автомобилей		Скорости движения автомобилей, м/с		Габаритная длина автомобилей, м		Показатели при обгоне			Дистанция безопасности, м	
обгоняющего	обгоняемого	обгоняющего	обгоняемого	обгоняющего	обгоняемого	$S_{об},$ м	$j_{p_2},$ м/с ²	$t_{об},$ с	на автомагистралах D_1	в городских условиях D_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Рассчитать и проанализировать показатели тормозных свойств автомобиля на трех дорожных фонах. Исходные данные приведены в графах 1, 2, 3 табл. 5.3. После ознакомления с порядком расчета самостоятельно рассчитайте показатели (графы 5, 6, 7, 8, для начальной скорости 100 км/ч).

Ниже представлен расчет показателей тормозных свойств для дорожного покрытия асфальтобетон сухой, начальная скорость движения $V_1 = 8,3$ м/с (30 км/ч). Последовательно используем формулы (5.3), (5.2), (5.4), (5.5), (5.1).

Принимаем для асфальтобетонной сухой и грунтовой мокрой дорог $k_s = 1,5$, для снежной укатанной дороги $k_s = 1,2$; $\delta_{вр} = 1,0$.

Определим замедление $j_{т.уст}$ на горизонтальной дороге:

$$j_{т.уст} = \frac{9,81 \cdot 0,75}{1,0} = 7,36 \text{ м/с}^2.$$

Определим минимальный путь торможения S_t на горизонтальной дороге:

$$S_t = \frac{8,3^2 \cdot 1,5}{2 \cdot 7,36} = 7,02 \text{ м.}$$

Определим путь, проходимый транспортным средством за время реакции водителя:

$$S_{р.в} = t_{р.в} V_1,$$

где $t_{р.в}$ – время реакции водителя, с. Время реакции находится в пределах 0,5–1,0 с, при расчетах принимаем $t_{р.в} = 0,8$ с.

$$S_{р.в} = 0,8 \cdot 8,3 = 6,64 \text{ м.}$$

Определим путь, проходимый транспортным средством за время срабатывания тормозов:

$$S_{т.пр} = t_{т.пр} V_1,$$

где $t_{т.пр}$ – время срабатывания тормозного привода, с. Принимаем $t_{т.пр} = 1,0$ с.

$$S_{т.пр} = 1,0 \cdot 8,3 = 8,3 \text{ м.}$$

Остановочный путь равен

$$S_0 = 7,02 + 6,64 + 8,30 = 21,96 \text{ м.}$$

Рассчитанные показатели представим в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Показатели тормозных свойств

Начальная скорость движения автомобиля, V_1 , м/с (км/ч)	Тип и состояние дорожного покрытия	Коэффициент сцепления шин с дорогой $\Phi_{сц}$	Расчетные показатели				
			$j_{т.уст2}$, м/с ²	$S_{т,}$, м	$S_{р.в,}$, м	$S_{т.пр,}$, м	S_0 , м
1	2	3	4	5	6	7	8
8,3 (30)	Асфальтобетон сухой	0,75	7,36	7,02	6,64	8,3	21,96
11,1 (40)				12,56	8,88	11,1	32,54
16,6 (60)				28,09	13,28	16,6	57,97
22,2 (80)				50,24	17,76	22,2	90,20
27,8 (100)							
8,3 (30)	Грунтовая мокрая дорога	0,30	2,94	17,56	6,64	8,3	32,50
11,1 (40)				31,40	8,88	11,1	51,38
16,6 (60)				70,22	13,28	16,6	100,10
22,2 (80)				125,60	17,76	22,2	165,56
27,8 (100)							
8,3 (30)	Снежная укатанная дорога	0,20	1,96	21,07	6,64	8,3	36,01
11,1 (40)				37,68	8,88	11,1	57,66
16,6 (60)				84,27	13,28	16,6	114,15
22,2 (80)				150,72	17,76	22,2	190,68
27,8 (100)							

Рассчитайте самостоятельно показатели для скорости 100 км/ч. Зависимости $S_{т} = f(V_1)$ и $S_0 = f(V_1)$ (тормозной и остановочный пути на заданных дорожных покрытиях и различных начальных скоростях движения) представлены на рис. 5.1.

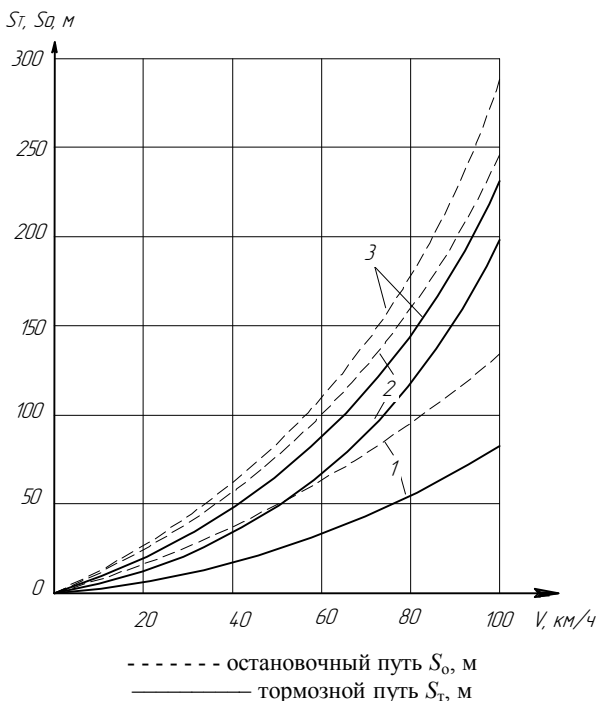


Рис. 5.1. Зависимости остановочного пути S_0 и тормозного пути S_t от начальной скорости на различных дорожных покрытиях:
 1 – асфальтобетонное сухое дорожное покрытие; 2 – грунтовая мокрая дорога;
 3 – снежная укатанная дорога

Анализ расчетных показателей тормозных свойств. Видим существенное увеличение тормозного пути в зависимости от скорости. Так, на асфальтобетоне увеличение скорости с 30 до 60 км/ч приводит к росту минимального тормозного пути в 4 раза, так как этот путь пропорционален квадрату скорости движения. Остановочный путь при этом изменяется в 2,65 раза. Важным фактором является состояние дорожного покрытия. На укатанной снежной дороге минимальный тормозной путь выше примерно в три раза в сравнении с асфальтобетоном. Значения в принятых условиях изменяются в пределах 1,96–7,36 м/с².

Задача 2

Автомобиль МАЗ-5309 обгоняет на сухом асфальтобетоне автомобиль ГАЗ-3302. Исходные данные приведены в графах 3, 4, 5, 6

табл. 5.4. Принимаем также $\varphi_{\text{сц}} = 0,75$; $t_{\text{р.в}} = 0,8$ с; $t_{\text{т.пр}} = 1$ с; $\Delta t = 5$ с; $k_3 = 1,5$; $\delta_{\text{вр}} = 1,0$; $a_6 = 4,0$ м. Последовательно выполняем расчет по формулам (5.7), (5.8), (5.9), (5.5), (5.10), (5.11), (5.12), (5.13) и заполняем графы 7–11 табл. 5.4.

Таблица 5.4

Безопасность движения при обгоне

Тип автомобилей		Скорости движения автомобилей, м/с		Габаритная длина автомобилей, м		Показатели при обгоне			Дистанция безопасности, м	
обгоняющего	обгоняемого	обгоняющего	обгоняемого	обгоняющего	обгоняемого	$S_{\text{об}}$, м	$J_{\text{р}}$, м/с ²	$t_{\text{об}}$, с	на автомагистрали D_1	в городских условиях D_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
МАЗ-5309	ГАЗ-3302	14,0	11,1	8,10	5,44					
		22,2	16,6							
		27,8	22,2							

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения о показателях тормозных свойств, методике их расчета.
3. Решение задач по оценке показателей тормозных свойств автомобиля.

Контрольные вопросы

1. Какие силы вызывают замедление трактора (автомобиля) при торможении?
2. Что понимается под тормозной силой трактора (автомобиля)?
3. Из каких фаз состоит процесс торможения?
4. Какие факторы влияют на время срабатывания тормозного привода?
5. Какими показателями характеризуется интенсивность торможения?
6. Как определить при торможении максимальное замедление? минимальный путь торможения? полный (остановочный) путь?

Практическая работа № 6

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАКТОРА

Цель работы: изучить методику тягового расчета и определения основных параметров трактора: массы, номинальной мощности двигателя, скорости движения и передаточных чисел трансмиссии, обеспечивающих необходимые тяговые показатели трактора в реальных условиях эксплуатации.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс, нормативная документация.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой тягового расчета и определения основных параметров трактора.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать полученные результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

При тяговом расчете трактора определяются масса, расчетные (теоретические) скорости движения и требуемая мощность двигателя, а также некоторые параметры ходовой части, трансмиссии и др.

Расчет тягового диапазона трактора

Тяговым диапазоном трактора δ_T называется отношение его номинальной силы тяги на крюке $P_{кр.н}$ к минимальной силе тяги $P_{кр.мин}$, с которой он может быть рационально использован:

$$\delta_T = \frac{P_{кр.н}}{P_{кр.мин}} = \varepsilon \frac{P_{кр.н}}{P'_{кр.н}}, \quad (6.1)$$

где $P'_{кр.н}$ – номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса;

ε – коэффициент расширения тяговой зоны трактора. Рекомендуется принять $\varepsilon = 1,25 \dots 1,30$.

При определении тягового диапазона используются значения номинальных крюковых усилий, соответствующие стандартным значениям тягового класса. Например, для трактора тягового класса 3 при расчетах по формуле (6.1) принимаем $P_{кр.н} = 30\,000$ Н, а $P'_{кр.н} = 20\,000$ Н.

Для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами, можно принять тяговый диапазон $\delta_T = 2$.

Расчетная минимальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы на стерне:

$$P_{кр.мин} = \frac{P_{кр.н}}{\delta_T}. \quad (6.2)$$

Расчет массы трактора

Различают:

– конструкционную массу m_0 (в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта), кг;

– минимальную эксплуатационную массу $m_{мин}$, равную сумме конструкционной массы и массы заправочных материалов, инструмента и тракториста, кг;

– максимальную эксплуатационную массу $m_{маx}$, равную сумме минимальной эксплуатационной массы $m_{мин}$ и массы балласта, который может быть применен для увеличения сцепного веса, кг.

Минимальная эксплуатационная масса трактора $m_{мин}$ (кг):

$$m_{мин} = (1,05 \dots 1,10) m_0. \quad (6.3)$$

Расчет максимальной эксплуатационной массы трактора $m_{маx}$ (кг) производится по следующим формулам:

– для колесного трактора 4×2 :

$$m_{маx} = \frac{K_{п} P_{кр.н}}{g(\varphi_{к,доп} \lambda_k - f)}; \quad (6.4)$$

– для колесного трактора 4×4 ($\lambda_k = 1$) и гусеничного:

$$m_{\max} = \frac{K_{\text{п}} P_{\text{кр.н}}}{g(\varphi_{\text{к.доп}} - f)}, \quad (6.5)$$

где $\varphi_{\text{к.доп}}$ – допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора. Для колесных тракторов $\varphi_{\text{к.доп}} = 0,5 \dots 0,65$; для гусеничных тракторов $\varphi_{\text{к.доп}} = 0,55 \dots 0,65$;

$K_{\text{п}}$ – коэффициент возможной перегрузки трактора по тяге, $K_{\text{п}} = 1,27 \dots 1,53$. Чем выше тяговый класс трактора, тем ниже значение $K_{\text{п}}$.

λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес;
 f – коэффициент сопротивления качению;
 g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Для расчетов принимаем $\lambda_k = 0,75 \dots 0,80$ (тракторы 4×2), а значение коэффициента сопротивления качению f на стержне для колесных тракторов – 0,12, для гусеничных – 0,08. Значение $P_{\text{кр.н}}$ подставляется в ньютонах.

Если максимальная эксплуатационная масса m_{\max} больше минимальной массы m_{\min} , рассчитываем необходимую массу балласта $m_{\text{б}}$ (кг):

$$m_{\text{б}} = \lambda_k (m_{\max} - m_{\min}). \quad (6.6)$$

Если максимальная эксплуатационная масса m_{\max} меньше минимальной m_{\min} , то для дальнейших расчетов принимаем $m_{\max} = m_{\min}$.

Выбор параметров шин (звездочки гусеничного движителя) и определение расчетного радиуса

Распределение нагрузки по мостам трактора зависит от типа агрегируемых машин и силы тяги на крюке. Рекомендуется выбрать шины по прототипу трактора. Далее рассчитать распределение нагрузки по мостам, колесам в статике и выбрать давление воздуха в шинах, соответствующее этой нагрузке.

Для большинства современных колесных тракторов 4×2 и 4×4 нагрузку в статике (кг) на заднее m_k и переднее $m_{\text{п}}$ колесо можно принять равным

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2}(0,59\dots0,67)m_{\text{max}}; \quad (6.7)$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2}(0,33\dots0,41)m_{\text{max}}. \quad (6.8)$$

Для тракторов тягового класса 5 и выше:

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2}(0,53\dots0,56)m_{\text{max}}; \quad (6.9)$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2}(0,44\dots0,47)m_{\text{max}}. \quad (6.10)$$

Для тракторов 4×4б (шины одного типоразмера):

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2}(0,35\dots0,45)m_{\text{max}}; \quad (6.11)$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2}(0,55\dots0,65)m_{\text{max}}. \quad (6.12)$$

Для дальнейших расчетов необходимо знать расчетный радиус $r_{\text{к}}$ колес или звездочек гусениц (м), который вычисляется по формулам:

$$r_{\text{к}} = (0,90\dots0,95)\frac{D}{2}; \quad (6.13)$$

$$r_{\text{к}} = \frac{l_{\text{зв}}z_{\text{к}}}{2\pi}, \quad (6.14)$$

где D – наружный диаметр шины, м;

$l_{\text{зв}}$ – шаг гусеничного звена, м;

$z_{\text{к}}$ – число активно действующих зубьев ведущего колеса (звездочки).

Подробная информация по параметрам шин тракторов приведена в ГОСТ 7463–2003.

Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии

Теоретические скорости на основных передачах трактора рассчитывают при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. На этих передачах выполняется большинство сельскохозяйственных операций, число скоростей (передач) z принимается 4–6.

При расчетах ряд основных скоростей тракторов строится по принципу геометрической прогрессии со знаменателем q и называется геометрическим:

$$\frac{V_{nz}}{V_{n(z-1)}} = \dots = \frac{V_{n3}}{V_{n2}} = \frac{V_{n2}}{V_{n1}} = q. \quad (6.15)$$

Индексами от 1 до z обозначены номера передач.

Значение низшей основной скорости V_{n1} и число z основных скоростей указываются в задаче. Остальные основные скорости подсчитываются исходя из значения q знаменателя геометрического ряда, то есть

$$V_{n2} = V_{n1} \cdot q; \quad V_{n3} = V_{n2} \cdot q = V_{n1} \cdot q^2; \quad V_{nz} = V_{n1} \cdot q^{z-1}. \quad (6.16)$$

Значение q можно определить при известном диапазоне основных скоростей трактора $\delta_{v \text{ осн}}$:

$$q = z^{-1} \sqrt[z]{\delta_{v \text{ осн}}}. \quad (6.17)$$

Диапазоном основных скоростей называется отношение высшей основной скорости V_{nz} к низшей скорости V_{n1} , или передаточных чисел трансмиссии:

$$\delta_{v \text{ осн}} = \frac{V_{nz}}{V_{n1}} = \frac{i_{\text{тр}1}}{i_{\text{тр}z}}, \quad (6.18)$$

где $i_{\text{тр1}}$ и $i_{\text{трz}}$ – передаточные числа трансмиссии трактора соответственно на низшей и высшей основных передачах.

Скорость $V_{\text{н1}}$ должна обеспечивать полную загрузку двигателя на номинальную величину $M_{\text{н}}$ крутящего момента при работе трактора с номинальной силой тяги на крюке $P_{\text{кр.н}}$. Эксплуатационная масса при этом должна быть максимальной m_{max} .

Скорость $V_{\text{нz}}$ должна применяться при работе с минимальной силой тяги на крюке $P_{\text{кр.мин}} = P_{\text{н}} / \delta_{\text{т}}$, на которую рассчитан трактор. В этом случае достаточно иметь минимальную эксплуатационную массу $m_{\text{мин}}$ и может быть допущена загрузка двигателя на величину $\gamma_{\text{д.мин}} = 0,85 \dots 0,90$.

При выполнении указанных условий:

$$\delta_{\text{в.осн}} = \gamma_{\text{д.мин}} \delta_{\text{т}} \frac{P_{\text{кр.н}} + fgm_{\text{max}}}{P_{\text{кр.н}} + f\delta_{\text{т}}gm_{\text{мин}}}. \quad (6.19)$$

Для практических расчетов используют формулу

$$\delta_{\text{в.осн}} \cong \gamma_{\text{д.мин}} \delta_{\text{т}}. \quad (6.20)$$

Таким образом, при известных тяговом диапазоне $\delta_{\text{т}}$, допустимой загрузке двигателя $\gamma_{\text{д.мин}} = 0,85 \dots 0,90$ и скорости $V_{\text{н1}}$ на первой передаче последовательно выполняем расчеты по выражениям (6.20), (6.17), (6.16) и определяем номинальные теоретические основные скорости движения трактора.

Для реализации рассчитанных скоростей движения на заданном режиме работы двигателя ($n = n_{\text{н}}$) необходимо обеспечить соответствующий ряд передаточных чисел трансмиссий $i_{\text{тр1}}, i_{\text{тр2}}, \dots, i_{\text{трz}}$:

$$i_{\text{тр}} = i_{\text{о}} i_{\text{к}}, \quad (6.21)$$

где $i_{\text{о}}$ – передаточное число ведущего моста;

$i_{\text{к}}$ – передаточное число коробки передач.

Передаточное число i_o , как правило, величина постоянная. Его значения для тракторов составляют 15–27. Рассчитываются передаточные числа коробки передач $i_{к1}, i_{к2}, \dots, i_{кz}$:

$$i_k = \frac{\pi n_H}{30 i_o V_H} r_k, \quad (6.22)$$

где n_H – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;

r_k – расчетный радиус ведущих колес (ведущей звездочки) трактора, м.

Исходя из полученных значений i_k , по формуле (6.21) рассчитываем передаточные числа трансмиссии $i_{тр}$ для всех передач.

Расчетноминальной мощности двигателя, уставляемого на тракторе

Расчет номинальной мощности двигателя (кВт) производим по формуле

$$N_{ен} = \frac{(P_{кр.н} + gfm_{\max})V_{н1}}{10^3 \eta_{тр1} \gamma_{д.мин}}, \quad (6.23)$$

где $\eta_{тр1}$ – КПД трансмиссии на первой передаче.

При определении КПД трансмиссии нужно учитывать потери, возникающие при передаче нагрузки, и потери холостого хода:

$$\eta_{тр} = \eta_x \eta_{ц}^{n_{ц}} \eta_{к}^{n_{к}} \eta_{пл}^{n_{пл}} \eta_{дм}, \quad (6.24)$$

где η_x – КПД, учитывающий потери холостого хода ($\eta_x = 0,95 \dots 0,97$);

$\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ – соответственно КПД цилиндрической и конической пар шестерен ($\eta_{ц} = 0,98 \dots 0,99$, $\eta_{к} = 0,97 \dots 0,98$);

$n_{ц}$ и $n_{к}$ – число соответственно цилиндрических и конических пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

$\eta_{пл}$ – КПД планетарного редуктора конечной передачи ($\eta_{пл} = 0,95 \dots 0,98$);

$n_{пл}$ – количество планетарных редукторов;
 $\eta_{дм}$ – КПД дополнительного ведущего моста ($\eta_{дм} = 0,94 \dots 0,98$).
 КПД трансмиссии может быть задано преподавателем в пределах 0,78–0,87. Чем ниже передача, тем ниже КПД трансмиссии.
 Результаты тягового расчета сводятся в табл. 6.1.

Таблица 6.1

Результаты тягового расчета трактора

Тяговый класс трактора	Прототип	Масса трактора, кг			Расчетные основные скорости, м/с					Номинальная мощность двигателя, $N_{вн}$, кВт	Марка шин задних колес (передних колес)	Статический радиус r_k , м	Давление воздуха в шинах задних колес (передних колес), кПа
		m_0	m_{min}	m_{max}	I	II	III	IV	V				

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Исходные данные: прототип – трактор «Беларус 1222.3»; масса конструкционная $m_0 = 5300$ кг; номинальная сила тяги $P_{кр.н} = 20\,000$ Н; коэффициент сопротивления качению $f = 0,12$; статический радиус колеса основного моста трактора $r_k = 0,8$ м; низшая основная скорость $V_{н1} = 2,3$ м/с; передаточное число ведущего моста $i_0 = 23,43$; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2000$ мин⁻¹. Количество основных передач – 5.

Расчет тягового диапазона трактора. Величина тягового диапазона δ_T подсчитывается по формуле (6.1) при $P'_{кр.н} = 14\,000$ Н и $\varepsilon = 1,25$.

$$\delta_T = 1,25 \cdot \frac{20\,000}{14\,000} = 1,786.$$

Расчетная минимальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы (6.2):

$$P_{\text{кр.мин}} = \frac{20\,000}{1,786} = 11\,198 \text{ Н.}$$

Расчет массы трактора. Минимальная эксплуатационная масса трактора (6.3):

$$m_{\text{мин}} = 1,07 \cdot 5300 = 5670 \text{ кг.}$$

Расчет максимальной эксплуатационной массы трактора $m_{\text{макс}}$ (кг) производится для колесного трактора 4×4 по формуле (6.5) при $\varphi_{\text{к.доп}} = 0,6$; $K_{\text{п}} = 1,4$; $\lambda_{\text{к}} = 1$:

$$m_{\text{макс}} = \frac{1,4 \cdot 2,0 \cdot 10^4}{9,81 \cdot (0,6 - 0,12)} = 5950 \text{ кг.}$$

Так как максимальная эксплуатационная масса $m_{\text{макс}}$ больше минимальной $m_{\text{мин}}$, рассчитываем необходимую массу балласта $m_{\text{б}}$ (кг) по формуле (6.6):

$$m_{\text{б}} = 1 \cdot (5950 - 5670) = 280 \text{ кг.}$$

Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса. Для рассчитываемого трактора согласно трактору-прототипу принимаем для передних колес шины размером 420/70R24, для задних – 18.4R38.

Рассчитаем нагрузку в статике на заднее колесо $m_{\text{к}}$ и переднее колесо $m_{\text{п}}$ по формулам (6.7), (6.8):

$$m_{\text{к}} = \frac{1}{2} \cdot 0,65 \cdot 5950 = 1934 \text{ кг;}$$

$$m_{\text{п}} = \frac{1}{2} \cdot 0,35 \cdot 5950 = 1041 \text{ кг.}$$

При нагрузке менее 1950 кг для задних колес и менее 1250 кг для передних выбираем давление воздуха в шинах равным 60 кПа. Для выбора давления воздуха в шинах используем либо таблицы руководств по эксплуатации тракторов-прототипов, либо таблицы ГОСТ 7463–2003.

Расчет номинальных теоретических скоростей движения трактора и передаточных чисел трансмиссии. Диапазон основных скоростей найдем по формуле (6.20) при $\gamma_{д \min} = 0,87$:

$$\delta_{v \text{ осн}} = 1,786 \cdot 0,87 = 1,554.$$

Определим знаменатель геометрической прогрессии q по формуле (6.17):

$$q = \sqrt[5]{1,554} = 1,117.$$

Значение низшей основной скорости составляет $V_{н1} = 2,3$ м/с. Остальные основные скорости определим исходя из установленного значения q по формуле (6.16):

$$V_{н2} = V_{н1} q = 2,3 \cdot 1,117 = 2,60 \text{ м/с};$$

$$V_{н3} = V_{н1} q^2 = 2,3 \cdot 1,117^2 = 2,87 \text{ м/с};$$

$$V_{н4} = V_{н1} q^3 = 2,3 \cdot 1,117^3 = 3,20 \text{ м/с};$$

$$V_{н5} = V_{н1} q^4 = 2,3 \cdot 1,117^4 = 3,58 \text{ м/с}.$$

Расчитываем передаточные числа коробки передач $i_{к1}, i_{к2}, \dots, i_{кz}$ по формуле (6.22):

$$i_{к1} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,43 \cdot 2,30} \cdot 0,8 = 3,108;$$

$$i_{к2} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,43 \cdot 2,60} \cdot 0,8 = 2,749;$$

$$i_{к3} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,43 \cdot 2,87} \cdot 0,8 = 2,490;$$

$$i_{к4} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,43 \cdot 3,20} \cdot 0,8 = 2,234;$$

$$i_{к5} = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 23,43 \cdot 3,58} \cdot 0,8 = 1,997.$$

Исходя из полученных значений $i_{к}$, по формуле (6.21) рассчитываем передаточные числа трансмиссии $i_{тр}$ для основных передач:

$$i_{тр1} = 23,43 \cdot 3,108 = 72,820;$$

$$i_{тр2} = 23,43 \cdot 2,749 = 64,409;$$

$$i_{тр3} = 23,43 \cdot 2,490 = 58,341;$$

$$i_{тр4} = 23,43 \cdot 2,234 = 52,343;$$

$$i_{тр5} = 23,43 \cdot 1,997 = 46,790.$$

Расчет номинальной мощности двигателя, устанавливаемого на тракторе. Расчет производим по формуле (6.23). КПД трансмиссии на первой передаче принимаем равным 0,79 ($\eta_{тр} = 0,79$):

$$N_{ен} = \frac{(20\,000 + 9,81 \cdot 0,12 \cdot 5950) \cdot 2,30}{10^3 \cdot 0,79 \cdot 0,87} = 90,1 \text{ кВт.}$$

Результаты тягового расчета представлены в табл. 6.2.

Результаты тягового расчета трактора

Тяговый класс трактора	Прототип	Масса трактора, кг			Расчетные основные скорости, м/с					Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ен}}$, кВт	Марка шин задних колес (передних колес)	Статический радиус r_k , м	Давление воздуха в шинах задних колес (передних колес), кПа
		m_0	m_{min}	m_{max}	I	II	III	IV	V				
2	Беларус 1222.3	5300	5670	5950	2,30	2,60	2,87	3,20	3,58	90,1	18.4R38 (420/70R24)	0,8	60 (60)

Задача 2

Выполнить расчеты по определению основных конструкционных параметров трактора, используя следующие исходные данные: прототип – трактор «Беларус 1523.3»; масса конструкционная $m_0 = 5700$ кг; номинальная сила тяги $P_{\text{кр.н}} = 30\,000$ Н; коэффициент сопротивления качению $f = 0,12$; статический радиус колеса основного моста трактора $r_k = 0,8$ м; низшая основная скорость $V_{\text{н1}} = 2,1$ м/с; передаточное число ведущего моста $i_0 = 23,43$; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_{\text{н}} = 2100$ мин⁻¹. Число основных передач – 4.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об основных конструкционных параметрах трактора и методике их расчета.
3. Решение задачи по определению основных конструкционных параметров трактора: массы, номинальной мощности двигателя,

скорости движения и передаточных чисел трансмиссии, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. По какой зависимости определяется эксплуатационная масса трактора?
2. Какой показатель наиболее существенно влияет на величину эксплуатационной массы?
3. По какой зависимости определяется номинальная мощность тракторного двигателя?
4. Как определяются передаточные числа трансмиссии на основных передачах?
5. Какой диапазон основных скоростей движения применим для современных тракторов и по какому принципу он подбирается?

Практическая работа № 7

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы: изучить методику тягового расчета и определения основных параметров автомобиля: массы, параметров шин, номинальной мощности двигателя, вместимости и геометрических размеров платформы.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс, нормативная документация.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой тягового расчета и определения основных параметров автомобиля.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать полученные результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Расчет массы автомобиля

Масса снаряженного автомобиля m_c связана с его грузоподъемностью m_r (кг) следующей зависимостью:

$$m_c = \frac{m_r}{\eta_r}, \quad (7.1)$$

где η_r – коэффициент грузоподъемности автомобиля.

У грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения $\eta_r = 0,8...1,3$. Чем больше грузоподъемность автомобиля, тем выше значение η_r . У малотоннажных автомобилей ($m_r = 500...1500$ кг) $\eta_r = 0,5...0,8$.

Полная масса грузового автомобиля m_a (кг) включает массу снаряженного автомобиля и массу груза:

$$m_a = m_c + m_r. \quad (7.2)$$

Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса колес автомобиля

Вначале следует ознакомиться с методикой выбора параметров шин и определения расчетного радиуса колеса, изложенной в практической работе № 6.

При полностью груженом автомобиле 65 %–75 % от его полной массы m_a (грузоподъемность плюс масса автомобиля) приходится на заднюю ось и 25 %–35 % – на переднюю. Тогда нагрузка (кг) на заднюю ось равна

$$m_z = (0,65...0,75)m_a. \quad (7.3)$$

Задние колеса грузовых автомобилей грузоподъемностью 3–12 т, как правило, двоянные, поэтому нагрузка (кг) на одно колесо равна

$$m_k = \frac{(0,65...0,75)m_a}{4}. \quad (7.4)$$

Грузовые автомобили грузоподъемностью 12 т и более обычно трехосные, тогда масса, приходящаяся на одно заднее колесо, определяется из следующего условия:

$$m_k = \frac{(0,65...0,75)m_a}{8}. \quad (7.5)$$

Нагрузка на переднее колесо:

$$m_n = \frac{(0,25...0,35)m_a}{2}. \quad (7.6)$$

Шины рекомендуется выбирать по прототипу автомобиля. Радиус (м) колеса вычисляем по формуле

$$r_k = 0,5d + (0,8...0,9)B_{ш}, \quad (7.7)$$

где d – посадочный диаметр шины, м;

$B_{ш}$ – ширина профиля шины, м.

Более подробная информация по автомобильным шинам приведена в ГОСТ 5513–97, ГОСТ 4754–97, ГОСТ ИСО 4209-1–2006.

Расчет номинальной (максимальной) мощности двигателя автомобиля

Мощность двигателя $N_{ен}$ (кВт), необходимая для движения полнотью груженого автомобиля со скоростью V_{maxz} (м/с) в заданных дорожных условиях, характеризуемых приведенным коэффициентом сопротивления дороги ψ , определяют из следующей зависимости:

$$N_{ен} = \frac{(\psi m_a g + P_w) V_{maxz}}{10^3 \eta_{тp z}}, \quad (7.8)$$

где ψ – приведенный коэффициент сопротивления дороги;

P_w – сила сопротивления воздуха (Н) при движении с максимальной скоростью V_{maxz} ;

$\eta_{тp z}$ – КПД трансмиссии на высшей передаче (формула (6.24)).

Для условий работы сельскохозяйственных автомобилей принимаем $\psi = 0,04$.

Сила сопротивления воздуха P_w (Н) зависит от коэффициента обтекаемости k_w (Н·с²/м⁴), площади лобовой поверхности F_a (м²) автомобиля и скорости его движения. Определяется по формуле

$$P_w = k_w F_a V^2. \quad (7.9)$$

Значение скорости для рассматриваемого случая $V = V_{maxz}$ (м/с).

Коэффициент обтекаемости у современных бортовых автомобилей $k_w = 0,50...0,70$, для автомобилей с кузовом фургон $k_w = 0,50...0,60$. Чем совершеннее аэродинамические формы автомобиля, тем ниже коэффициент обтекаемости.

Площадь (m^2) лобовой поверхности подсчитывается по формуле

$$F_a = BH, \quad (7.10)$$

где B – колея задних колес, м;

H – высота автомобиля (по кабине), м.

Приблизительно H можно выбирать из следующих значений:

$H = 2,0 \dots 2,6$ м – для автомобилей грузоподъемностью до 8000 кг;

$H = 3,0 \dots 3,7$ м – для автомобилей грузоподъемностью свыше 8000 кг.

Колея задних колес современных грузовых автомобилей номинальной грузоподъемностью 1–12 т составляет 1,45–2,00 м. Чем выше грузоподъемность, тем больше значение B . При грузоподъемности до 3 т можно принимать B , равным 1,45–1,70 м; при грузоподъемности 3–8 т – 1,70–1,85 м; при грузоподъемности свыше 8 т – 1,8–2,1 м.

Трансмиссии автомобилей также как и у тракторов строятся по принципу геометрической прогрессии. Но подходы несколько иные.

Определение вместимости и геометрических размеров платформы

Выразим грузоподъемность m_r в тоннах (т) и выбираем вместимость платформы V_k (m^3) из условия

$$V_k = \frac{m_r}{k_r}. \quad (7.11)$$

Для бортового автомобиля принимается:

$k_r = 0,7 \dots 0,8$ т/ m^3 – при грузоподъемности до 8 т;

$k_r = 0,6 \dots 0,75$ т/ m^3 – при грузоподъемности свыше 8 т;

$k_r = 0,6 \dots 0,7$ т/ m^3 – для автомобилей-самосвалов.

Определив V_k , подбираем внутренние размеры платформы автомобиля в метрах: b_k, h_k, l_k . Допускаем $V_k = b_k h_k l_k$.

Ширина платформы:

$$b_k = (1,15 \dots 1,40)B. \quad (7.12)$$

Высота платформы:

$$h_k = \frac{V_k}{b_k l_k}. \quad (7.13)$$

Длину платформы l_k выбираем исходя из рекомендаций:
 2,5–2,7 м – для автомобилей малой грузоподъемности;
 3–4 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 2–4 т;
 4,5–6,0 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 6–10 т;
 3–5 м – для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 2,5–7,0 т;
 5,0–7,5 м – для автомобилей грузоподъемностью свыше 10 т;
 3–4 м – для автомобилей повышенной проходимости.
 Результаты расчетов сводятся в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Результаты расчетов основных параметров автомобиля

Грузоподъемность m_r , кг	Прототип	Масса автомобиля, кг		Номинальная мощность двигателя $N_{ен}$, кВт	Шины	Давление воздуха в шинах, кПа	Статический радиус r_k , м	Объем платформы V_k , м ³
		m_c	m_a					

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Исходные данные: прототип – автомобиль ГАЗ 3302 «Газель Бизнес»; $m_r = 1350$ кг; размер шин – 175/75R16; $V_{maxz} = 22$ м/с; колея задних колес – $B = 1,56$ м; высота автомобиля по кабине – $H = 2,12$ м;

Расчет массы автомобиля. Масса снаряженного автомобиля m_c (кг) определяется по формуле (7.1) при $\eta_r = 0,7$:

$$m_c = \frac{1350}{0,7} = 1928 \text{ кг.}$$

Полную массу грузового автомобиля m_a (кг) найдем по формуле (7.2):

$$m_a = 1928 + 1350 = 3278 \text{ кг.}$$

Выбор параметров шин и определение расчетного радиуса колес автомобиля. Нагрузка (кг) на заднюю ось автомобиля m_3 (формула (7.3)):

$$m_3 = 0,7 \cdot 3278 = 2294,6 \text{ кг.}$$

Нагрузка (кг) на заднее колесо m_k (формула (7.4)):

$$m_k = \frac{0,7 \cdot 3278}{4} = 573,65 \text{ кг.}$$

Нагрузка на переднее колесо (формула (7.6)):

$$m_n = \frac{0,3 \cdot 3278}{2} = 491,7 \text{ кг.}$$

Радиус колеса r_k (м) вычисляем по формуле (7.7):

$$r_k = 0,5 \cdot 0,406 + 0,85 \cdot 0,175 = 0,352 \text{ м,}$$

где d – посадочный диаметр шины, $d = 16'' = 0,406 \text{ м}$;

$B_{ш}$ – ширина профиля шины, $B_{ш} = 0,175 \text{ м}$.

Расчет номинальной (максимальной) мощности двигателя автомобиля. Мощность двигателя автомобиля $N_{ен}$ (кВт) определяем из зависимости (7.8).

Для условий работы сельскохозяйственных автомобилей принимаем $\psi = 0,04$.

Сила сопротивления воздуха P_w (Н) определяется по формуле (7.9) при $k_w = 0,6$:

$$P_w = 0,6 \cdot 3,31 \cdot 22^2 = 961 \text{ Н.}$$

Площадь лобовой поверхности F_a (м^2) определена по формуле (7.10):

$$F_a = 1,56 \cdot 2,12 = 3,31 \text{ м}^2.$$

КПД трансмиссии определим по формуле (6.24). Применительно к заданному автомобилю на прямой передаче в зацеплении участвует только одна коническая пара.

КПД, учитывающий потери холостого хода, принимаем $\eta_x = 0,96$; КПД конической пары шестерен принимаем $\eta_k = 0,97$; число n_k конических пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче, равно 1. Тогда

$$\eta_{\text{трз}} = 0,96 \cdot 0,97^1 = 0,93.$$

Тогда по формуле (7.8) вычислим, что

$$N_{\text{ен}} = \frac{(0,04 \cdot 3278 \cdot 9,81 + 961) \cdot 22}{10^3 \cdot 0,93} = 53,2 \text{ кВт}.$$

Определение вместимости и геометрических размеров платформы. Выразим грузоподъемность m_r в тоннах и определим вместимость платформы V_k (м^3) из условия (7.11) при $k_r = 0,7 \text{ т/м}^3$:

$$V_k = \frac{1,35}{0,7} = 1,93 \text{ м}^3.$$

Определив V_k , подбираем внутренние размеры платформы автомобиля.

Ширина платформы определяется по формуле (7.12):

$$b_k = 1,15 \cdot 1,56 = 1,79 \text{ м}.$$

Высота платформы определяется по зависимости (7.13):

$$h_k = \frac{1,93}{1,79 \cdot 2,5} = 0,43 \text{ м}.$$

Длину платформы принимаем $l_k = 2,5$ м.
 Результаты расчетов сводим в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Результаты расчетов основных параметров автомобиля

Грузоподъемность m_r , кг	Прототип	Масса автомобиля, кг		Номинальная мощность двигателя $N_{\text{нм}}$, кВт	Шины	Давление воздуха в шинах передних колес (задних колес), кПа	Статический радиус r_k , м	Объем Платформы V_k , м ³
		m_c	m_a					
1350	ГАЗ-3302 «Газель Бизнес»	1928	3278	53,2	175/75R16	245 (330)	0,352	1,93

Задача 2

Определить основные конструкционные параметры автомобиля, используя следующие исходные данные:

прототип – автомобиль ГАЗ-2310 «Соболь»; $m_r = 800$ кг; размер шин – 185/75R16; коэффициент грузоподъемности $\eta_r = 0,57$; $V_{\text{maxz}} = 30,6$ м/с; колея задних колес – $B = 1,7$ м; высота автомобиля по кабине – $H = 2,1$ м.

Задача 3

Определить основные конструкционные параметры автомобиля, используя следующие исходные данные:

прототип – автомобиль МАЗ-4370; $m_r = 5000$ кг; размер шин – 8,25 R20 (задние сдвоенные); $\eta_r = 1,1$; $V_{\text{maxz}} = 24$ м/с; колея задних колес – $B = 1,70$ м; высота автомобиля по кабине – 2,85 м.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об основных конструкционных параметрах автомобиля и методике их расчета.

3. Решение задач по определению основных конструктивных параметров автомобиля: массы, параметров шин, номинальной мощности двигателя, вместимости и геометрических размеров платформы, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. По какой зависимости определяется масса снаряженного автомобиля и полная масса грузового автомобиля?
2. По какой зависимости определяется номинальная мощность автомобильного двигателя?
3. От каких параметров зависит сила сопротивления воздуха при движении автомобиля?
4. Как определяется вместимость платформы автомобиля? От каких параметров она зависит?
5. По каким показателям производится выбор параметров шин и как определяется расчетный радиус колес автомобиля?

Практическая работа № 8

ТЕПЛОВОЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: изучить методику теплового и динамического расчета двигателя и определения его основных параметров.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой теплового и динамического расчета двигателя и определения его основных параметров.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать полученные результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Тепловой расчет выполняется для определения индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла, основных размеров, КПД и топливной экономичности двигателя.

Исходными данными для расчетов являются: номинальная мощность двигателя $N_{ен}$ (кВт), частота вращения коленчатого вала двигателя при номинальной мощности n_n (мин⁻¹), степень сжатия ϵ , число цилиндров i и их расположение (рядный – L , V -образный – V), наличие турбонаддува.

При выполнении теплового расчета двигателя в первую очередь определяются параметры состояния газов – рабочего тела (абсолютное давление p и абсолютная температура T) в характерных точках индикаторной диаграммы. Такими точками являются: a – конец впуска; c – конец сжатия; z – конец сгорания; b – конец расширения и r – конец выпуска.

Расчет индикаторных параметров цикла четырехтактного дизеля

Давление p_a и температура T_a в конце впуска. Значения p_a (МПа) и T_a (К) рассчитываются по формулам

$$p_a = \frac{p_0 \eta_v (\varepsilon - 1) T'_0 + p_r T_0}{\varepsilon T_0}; \quad (8.1)$$

$$T_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\eta_v (\varepsilon - 1) p_0 + \frac{T_0}{T_r} p_r}, \quad (8.2)$$

где η_v – коэффициент наполнения;

p_0 – давление окружающей среды, МПа;

T_0 – температура окружающей среды, К;

T'_0 – температура свежего заряда с учетом его подогрева при впуске, К;

p_r – давление отработавших газов, МПа;

T_r – температура отработавших газов, К;

ε – степень сжатия.

$$T'_0 = T_0 + \Delta T, \quad (8.3)$$

где ΔT – подогрев свежего заряда от деталей выпускной системы.

Для дизелей со свободным впуском:

$\eta_v = 0,80 \dots 0,85$;

$p_0 = 0,1$ МПа;

$T_0 = 273 + 20 = 293$ К;

$p_r = 0,105 \dots 0,125$ МПа. Для быстроходных двигателей принимают большие значения;

$T_r = 600 \dots 900$ К. Чем выше степень сжатия и ниже частота вращения, тем меньше T_r ;

$\Delta T = 5 \dots 40$ К. Чем быстроходнее двигатель, тем меньше подогрев.

Для дизелей с наддувом $\eta_v = 0,90 \dots 0,97$; $\Delta T = 0 \dots 10$ К. Значения p_0 и T_0 принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора p_k и T_k . Последние рассчитываются исходя из p_0 и T_0 по формулам

$$p_k = (1,4 \dots 2,0) p_0; \quad (8.4)$$

$$T_k = T_0 (p_k / p_0)^{(n_k - 1) / n_k}. \quad (8.5)$$

Здесь показатель политропы сжатия в компрессоре $n_k = 1,4 \dots 1,8$.

Значения параметров остаточных газов: $p_r = (0,8 \dots 0,9) p_k$,
 $T_r = 600 \dots 900$ К.

Давление p_c и температура T_c в конце сжатия. Расчет давления p_c и температуры T_c выполняем по формулам

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}; \quad (8.6)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (8.7)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия. Определяем по формуле В. А. Петрова:

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{n_H}. \quad (8.8)$$

У современных дизелей со скоростью поршня 7–11 м/с $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

Давление p_z и температура T_z в конце сгорания. Для дизельных двигателей процесс сгорания происходит по смешанному циклу (при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$). На рис. 8.1 это участки $c-z'$ и $z'-z$.

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце процесса сжатия. Теоретическое количество воздуха L'_0 (кг/кг топлива) или L_0 (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива с составом: С – углерод, Н – водород, О – кислород):

$$L'_0 = \frac{8C/3 + 8H - O}{0,23}; \quad (8.9)$$

$$L_0 = L'_0 / 29, \quad (8.10)$$

где С, Н и О – массовая доля соответствующих компонентов в 1 кг топлива. Для дизельного топлива можно принимать: С = 0,857; Н = 0,133; О = 0,01.

Действительное количество воздуха L (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива, поступившего в цилиндр:

$$L = \alpha L_0, \quad (8.11)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

Количество свежего заряда M_1 (кмоль/кг) равно

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/\mu_T, \quad (8.12)$$

где μ_T – молекулярная масса дизельного топлива ($\mu_T = 190$ кг/кмоль).

Так как величиной $1/\mu_T$ можно пренебречь, то

$$M_1 = L = \alpha L_0. \quad (8.13)$$

Значение α принимается в пределах: для дизелей с разделенными камерами сгорания – $\alpha = 1,2 \dots 1,5$; с неразделенными камерами сгорания – $\alpha = 1,6 \dots 1,8$; с наддувом – $\alpha = 1,5 \dots 2,0$.

Помимо поступившего воздуха в цилиндре находятся остаточные газы, количество (кмоль/кг) которых равно

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0, \quad (8.14)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов. Величина γ_r определяется из уравнения

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}. \quad (8.15)$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия:

$$M_c = M_1 + M_r. \quad (8.16)$$

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания. Количество продуктов сгорания M_2 (кмоль/кг) (при $\alpha > 1$) определяется по формуле

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32. \quad (8.17)$$

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания равно

$$M_z = M_2 + M_r. \quad (8.18)$$

Исходя из полученных значений M_z и M_c , рассчитываем коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси:

$$\mu = M_z/M_c. \quad (8.19)$$

Давление в конце сгорания p_z (МПа) для цикла со смешанным подводом теплоты определяется по формуле

$$p_z = \lambda_p p_c, \quad (8.20)$$

где λ_p – степень повышения давления при сгорании смеси. Для дизелей с неразделенной камерой сгорания $\lambda_p = 1,7 \dots 2,2$, при наличии наддува $\lambda_p = 1,8 \dots 3$.

Температура T_z определяется из уравнения сгорания, которое для дизелей ($\alpha > 1$) имеет следующий вид:

$$(mC_v + 8,314\lambda_p)T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1 + \gamma_r)} = mC_p \mu T_z, \quad (8.21)$$

где mC_v – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме, кДж/(кмоль·К);

mC_p – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, кДж/(кмоль·К);

ξ – коэффициент использования теплоты;

H_u – теплота сгорания. Для дизельного топлива $H_u = 42\,500$ кДж/кг.

У четырехтактных дизелей коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8 \dots 0,9$. Более высокие значения коэффициента ξ соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой сгорания. Средние теплоемкости mC_v и mC_p (кДж/(кмоль·К)) определяются приблизительно по формулам

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c; \quad (8.22)$$

$$mC_p = 8,314 + (20,1 + 0,921/\alpha) + (13,82/\alpha + 15,49) \cdot 10^{-4} T_z. \quad (8.23)$$

Подставив в уравнения (8.22) и (8.23) известные значения T_c и α , определяем теплоемкости mC_v и mC_p . Неизвестно только T_z (К). Далее полученные теплоемкости и другие известные величины подставляем в уравнение сгорания (8.21). В процессе решения приходим к уравнению вида

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0. \quad (8.24)$$

Следовательно,

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}, \quad (8.25)$$

где A , B , C – числовые значения, полученные при расчетах по формулам (8.21), (8.22), (8.23).

Давление p_b и температура T_b в конце расширения. Для выполнения расчетов необходимо найти степень предварительного расширения ρ и степень последующего расширения δ .

Степень предварительного расширения рассчитывается по формуле

$$\rho = \frac{\mu T_z}{\lambda_p T_c}. \quad (8.26)$$

Для дизелей с неразделенной камерой сгорания $\rho = 1,20 \dots 1,43$.

Степень последующего расширения определяем по формуле

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (8.27)$$

Давление в конце расширения (МПа):

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}. \quad (8.28)$$

Температура в конце расширения (К):

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (8.29)$$

В формулах (8.28) и (8.29) n_2 – показатель политропы расширения. Значение n_2 определяем по формуле В. А. Петрова:

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{n_n}. \quad (8.30)$$

У дизелей $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Чем выше коэффициент использования теплоты и чем меньше потери теплоты на линии расширения, тем ниже n_2 .

Давление и температура в конце выпуска. Выпуск в двигателях начинается при давлении в цилиндрах 0,4–0,7 МПа. В конце выпуска (точка r на рис. 8.1) над поршнем остается объем камеры сгорания, заполненный остаточными газами.

После определения параметров в конце расширения, выполняется оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанного в начале теплового расчета, по формуле Е. К. Мазинга:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}}. \quad (8.31)$$

Значение температуры T_r , полученное по формуле (8.31), и значение, принятое в начале расчета, не должны отличаться более чем на 10 %. В противном случае расчет следует повторить, приняв вначале другое значение T_r . Допускается уточнить n_2 в рекомендованных пределах.

Анализ результатов теплового расчета двигателя. Полученные результаты сводятся в табл. 8.1 и сравниваются с рекомендованными.

Таблица 8.1

Результаты теплового расчета двигателя

Параметры	p_a МПа	T_a К	p_c МПа	T_c К	p_z МПа	T_z К	p_b МПа	T_b К	p_r МПа	T_r К
рекомендованные для дизельного двигателя без наддува	0,060– 0,090	310– 350	3,0– 5,0	800– 950	5– 10	1800– 2200	0,2– 0,4	950– 1300	0,105– 0,125	600– 900
рекомендованные для дизельного двигателя с наддувом	0,110– 0,160	320– 400	4,0– 7,5	900– 1100	7– 13	1800– 2400	0,2– 0,5	1000– 1400	0,120– 0,170	600– 900
расчетные										

В случае отклонения полученных результатов от рекомендованных свыше 10 % анализируются возможные причины и принимается решение о целесообразности пересчета.

Построение и анализ индикаторной диаграммы

По результатам расчета цикла строится теоретическая индикаторная диаграмма в координатах $p-V$ (рис. 8.1).

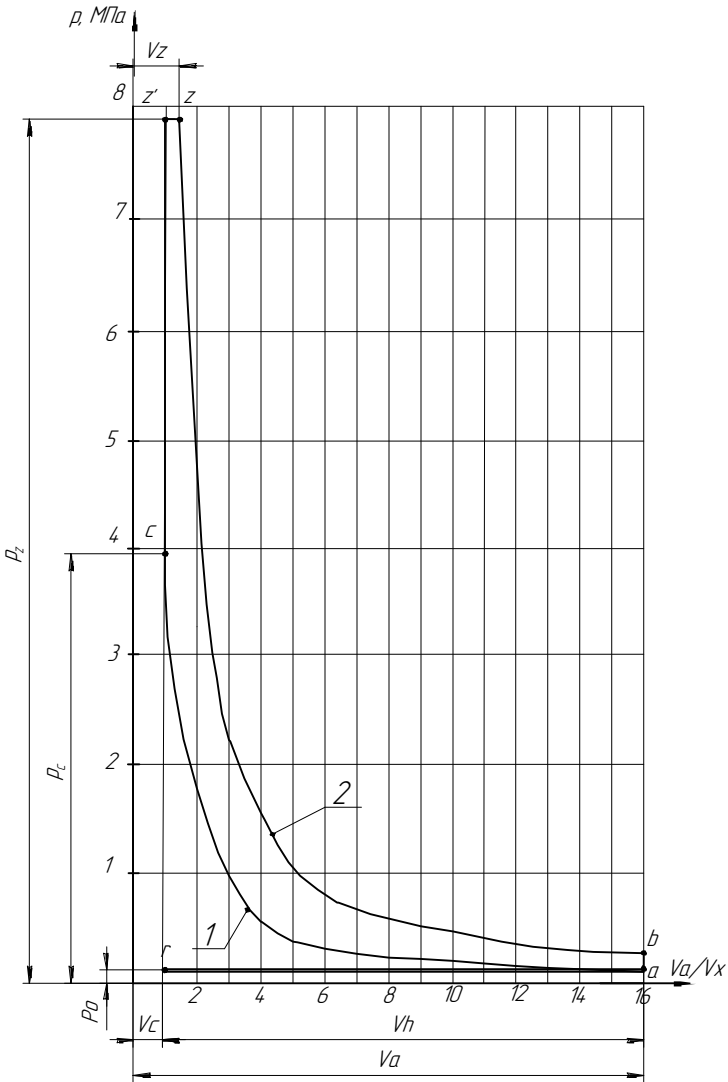


Рис. 8.1. Теоретическая индикаторная диаграмма дизельного двигателя:
1 – политропа сжатия; 2 – политропа расширения

Порядок построения индикаторной диаграммы. На оси абсцисс откладываем произвольный отрезок, изображающий в каком-либо масштабе объем камеры сгорания V_c . Этот отрезок принимается за единицу. Далее определяем и откладываем в принятом масштабе объем (мм) в конце сгорания (для дизелей) и полный объем V_a (мм):

$$V_z = \rho V_c; \quad (8.32)$$

$$V_a = \varepsilon V_c, \quad (8.33)$$

где V_c – длина отрезка, соответствующего объему V_c , мм.

Разность $V_a - V_c = V_h$ – длина отрезка (мм), соответствующего рабочему объему цилиндра V_h .

Выбрав на оси ординат масштаб давлений, откладываем точки: $p_0, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$. Для дизельного двигателя давление $p_{z'} = p_z$: первое из них соответствует точке V_c на оси абсцисс, второе – точке V_z ; для бензинового p_z соответствует V_c .

Через точки p_a, p_0 и p_r проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. То есть допускаем, что при впуске и выпуске давления постоянны и равняются p_a и p_r соответственно. Точки a и c соединяются политропой сжатия, точки z и b – политропой расширения. Промежуточные точки этих кривых определяются из условия, что каждому значению V_x на оси абсцисс соответствуют следующие значения давлений:

– для политропы сжатия:

$$p_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}; \quad (8.34)$$

– для политропы расширения:

$$p_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2}. \quad (8.35)$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов V_a/V_x и V_b/V_x , определяются по отношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

Например, при расчетах и построении получено $p_a = 0,09$ МПа, $p_b = 0,31$ МПа, $n_1 = 1,34$, $n_2 = 1,25$, длина отрезка соответствующего V_a и V_b – 160 мм. Тогда на длине отрезка 120 мм для политропы сжатия

$$p_x = 0,09 \left(\frac{160}{120} \right)^{1,34} = 0,13 \text{ МПа}, \quad (8.36)$$

а для политропы расширения

$$p_x = 0,31 \left(\frac{160}{120} \right)^{1,25} = 0,44 \text{ МПа}. \quad (8.37)$$

Отображаем полученные значения давлений на индикаторной диаграмме для отрезка длиной 120 мм по оси абсцисс (отсчет от 0). Промежуточных точек для построения политроп сжатия и расширения должно быть не менее четырех.

По построенной индикаторной диаграмме определяется среднее теоретическое индикаторное давление (МПа):

$$p'_i = \mu_p F / l, \quad (8.38)$$

где μ_p – принятый масштаб давлений, МПа/мм;

F – площадь индикаторной диаграммы, мм². Площадь F , характеризующую полезную работу газов за цикл, определяем над линией сжатия $a-c$ диаграммы. Нижняя часть диаграммы, ограниченная линиями впуска и выпуска, характеризует насосные потери и учитывается механическим КПД;

l – длина индикаторной диаграммы равняется длине отрезка V_h , мм.

Графически теоретическое среднее индикаторное давление представляет собой высоту прямоугольника, построенного на основании V_h , площадь которого равняется площади верхней петли теоретической диаграммы.

Из-за опережения подачи топлива (или зажигания), наличия фаз газораспределения, отклонения реальных процессов сжатия и расширения от политропных на действительной индикаторной диаграмме переходы в характерных точках плавные (скруглены). Это учитывается коэффициентом полноты индикаторной диаграммы. Тогда действительное среднее индикаторное давление равно

$$p_i = p'_i \nu, \quad (8.39)$$

где ν – коэффициент полноты индикаторной диаграммы. Для расчетов можно принимать $\nu = 0,92 \dots 0,97$. Большие значения относятся к дизелям.

Определение основных размеров кривошипно-шатунного механизма двигателя

Определяем среднее давление механических потерь p_m (МПа) в двигателе по формуле

$$p_m = A + BC_{\pi}, \quad (8.40)$$

где A и B – эмпирические коэффициенты. Их значения составляют соответственно:

- для дизелей: 0,089 и 0,0118;
 - для бензиновых двигателей при $S/D > 1$: 0,049 и 0,0152;
 - для бензиновых двигателей при $S/D \leq 1$: 0,034 и 0,0113;
 - для высокофорсированных бензиновых двигателей с впрыском топлива и электронным управлением: 0,024 и 0,0053;
- C_{π} – средняя скорость поршня, м/с.

Среднюю скорость поршня определяем из выражения

$$C_{\pi} = \frac{Sn}{3 \cdot 10^4}, \quad (8.41)$$

где S – ход поршня, мм;

n – частота вращения двигателя, мин^{-1} .

Расчет выполняем для $n = n_n$. Значение хода поршня S выбираем по прототипу двигателя.

Находим среднее эффективное давление по формуле

$$p_e = p_i - p_m. \quad (8.42)$$

Определяем рабочий объем цилиндров (литраж) проектируемого двигателя в литрах:

$$V_{\text{л}} = \frac{60\tau N_{\text{ен}}}{p_e n_{\text{н}}}, \quad (8.43)$$

где τ – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей $\tau = 2$).

Рабочий объем одного цилиндра (л):

$$V_h = \frac{V_{\text{л}}}{i}, \quad (8.44)$$

где i – число цилиндров.

Находим отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D (по прототипу) и определяем диаметр цилиндра (мм):

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi(S/D)}}. \quad (8.45)$$

Диаметр (мм) цилиндра дизеля округляется на 0 или 5. Например, $D = 101$ мм округляется до 100 мм, $D = 103$ мм – до 105 мм. Диаметр цилиндра двигателя с искровым зажиганием округляется до ближайшего четного числа.

По принятому отношению S/D уточняем ход поршня S (округляется аналогично) и радиус кривошипа R (мм):

$$R = 0,5 S. \quad (8.46)$$

Исходя из округленных значений диаметра цилиндра и хода поршня, уточняем рабочий объем цилиндра (л):

$$V_h = \frac{\pi D^2 \cdot S \cdot 10^{-6}}{4}. \quad (8.47)$$

Соответственно, на основании формулы (8.47) уточненный лит-раж двигателя определяется из выражения

$$V_{л} = V_{h} i. \quad (8.48)$$

Определение КПД и топливной экономичности двигателя

Для двигателей, работающих на жидком топливе, индикаторный КПД находим по формуле

$$\eta_i = 8,314 \frac{p_i M_1 T_0}{H_u p_0 \eta_v}. \quad (8.49)$$

Значения параметров, входящих в выражение для расчета η_i , берутся из теплового расчета.

Так как механический КПД двигателя $\eta_m = p_e / p_i$, то эффективный КПД равен

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (8.50)$$

Индикаторный $g_{ин}$ и эффективный $g_{ен}$ (г/(кВт·ч)) удельные расходы топлива при работе двигателя на номинальном режиме определяются по формулам

$$g_{ин} = 3600 \cdot 10^3 / \eta_i H_u; \quad (8.51)$$

$$g_{ен} = g_{ин} / \eta_m. \quad (8.52)$$

Часовой расход топлива (кг/ч) при работе на номинальном режиме:

$$G_{тн} = g_{ен} N_{ен} / 10^3. \quad (8.53)$$

Динамический расчет двигателя

В течение рабочего цикла силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме, непрерывно изменяются по величине и направлению.

Скорость поршня, его ускорение и крутящий момент двигателя также изменяются в течение рабочего цикла. Большое значение в обеспечении заданной неравномерности хода двигателя и создании необходимых условий для трогания машины с места имеет маховик.

Масса маховика определяется по формуле

$$m_M = \frac{4J_M}{D_{cp}^2}, \quad (8.54)$$

где J_M – момент инерции маховика двигателя, кг·м²;
 D_{cp} – средний диаметр маховика, м.

Для бензиновых двигателей значение J_M принимаем 0,2–0,5 кг·м².
Меньшие значения – для малотоннажных автомобилей. Для дизельных двигателей J_M изменяется в пределах 0,8–0,9 кг·м².

Значение D_{cp} (м) можно определить по формуле

$$D_{cp} = k S, \quad (8.55)$$

где S – ход поршня, м.

Значение коэффициента k составляет 2–3, для расчетов рекомендуется принимать ближе к верхней границе, то есть $k \approx 3$.

Внешний диаметр маховика D_M должен быть больше D_{cp} и выбирается из конструктивных соображений. У автомобильных двигателей наружные диаметры маховиков изменяются в пределах 0,30–0,45 м, у тракторных двигателей – в пределах 0,35–0,50 м.

Проверяем маховик по условию прочности, исходя из допустимой окружной скорости V_M (м/с):

$$V_M = \frac{\pi D_M n}{60}, \quad (8.56)$$

где n – максимальные обороты двигателя, мин⁻¹. Для расчета максимальных оборотов двигателя умножаем номинальные обороты n_n на 1,05 для дизелей и на 1,15 для бензиновых двигателей.

Допустимая окружная скорость для чугунных маховиков – 70 м/с, для стальных – 100–110 м/с.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Выполнить тепловой расчет двигателя.

Исходные данные: прототип – двигатель Д-260.2S2 (диаметр цилиндра $D = 110$ мм; ход поршня $S = 125$ мм; масса двигателя $m_d = 650$ кг); номинальная мощность двигателя $N_{ен} = 90,1$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2000$ мин⁻¹; степень сжатия $\varepsilon = 17$; число цилиндров $i = 6$; расположение цилиндров – L (рядный); наличие турбонадува – да.

Решение

Давление p_a и температура T_a в конце впуска. Коэффициент наполнения η_v принимаем $\eta_v = 0,95$. Подогрев свежего заряда ΔT принимаем 6 К.

Исходя из p_0 и T_0 по формулам (8.3)–(8.5) рассчитываются p_k , T_k и T'_0 :

$$p_k = 1,6 \cdot 0,1 = 0,16 \text{ МПа};$$

$$T_k = 293 \cdot (0,16 / 0,1)^{(1,6-1)/1,6} = 349 \text{ К};$$

$$T'_0 = 349 + 6 = 355 \text{ К}.$$

Значения параметров остаточных газов принимаем: $T_r = 700$ К, $p_r = 0,85 \cdot 0,16 = 0,136$ МПа.

Значения p_a (МПа) и T_a (К) рассчитываются по формулам (8.1), (8.2):

$$p_a = \frac{0,16 \cdot 0,95 \cdot (17 - 1) \cdot 355 + 0,13 \cdot 349}{17 \cdot 349} = 0,153 \text{ МПа};$$

$$T_a = \frac{17 \cdot 0,153 \cdot 349}{0,95 \cdot (17 - 1) \cdot 0,16 + \frac{349}{700} \cdot 0,136} = 363 \text{ К}.$$

Давление p_c и температура T_c в конце сжатия. Показатель политропы сжатия n_1 определяем по формуле (8.8):

$$n_1 = 1,41 - \frac{100}{2000} = 1,36.$$

Расчет давления p_c и температуры T_c выполняем по формулам (8.6) и (8.7):

$$p_c = 0,153 \cdot 17^{1,36} = 7,21 \text{ МПа};$$

$$T_c = 363 \cdot 17^{1,36-1} = 1007 \text{ К}.$$

Давление p_z и температура T_z в конце сгорания. Теоретическое количество воздуха L'_0 (кг/кг топлива) или L_0 (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива, определяем по формулам (8.9) и (8.10):

$$L'_0 = \frac{8 \cdot 0,857/3 + 8 \cdot 0,133 - 0,01}{0,23} = 14,52 \text{ кг/кг топлива};$$

$$L_0 = 14,52/29 = 0,5 \text{ кмоль/кг топлива}.$$

Действительное количество воздуха L (кмоль/кг), необходимое для сгорания 1 кг топлива, определяем по формуле (8.11), принимая $\alpha = 1,8$:

$$L = 1,8 \cdot 0,5 = 0,9 = 0,9 \text{ кмоль/кг топлива}.$$

Количество свежего заряда M_1 (кмоль/кг), исходя из формулы (8.13), равно

$$M_1 = L = 0,9 \text{ кмоль/кг топлива}.$$

Коэффициент остаточных газов γ_r определяется из уравнения (8.15):

$$\gamma_r = \frac{0,136 \cdot 349}{0,16 \cdot 700 \cdot 0,95 \cdot (17 - 1)} = 0,028.$$

Находим количество остаточных газов M_r (кмоль/кг) по формуле (8.14):

$$M_r = 0,028 \cdot 1,8 \cdot 0,5 = 0,025 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия, определяется по формуле (8.16):

$$M_c = 0,9 + 0,025 = 0,925 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Количество продуктов сгорания M_2 определяем по формуле (8.17):

$$M_2 = 1,8 \cdot 0,5 + 0,133/4 + 0,01/32 = 0,936 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания, определяем по формуле (8.18):

$$M_z = 0,936 + 0,025 = 0,961 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Находим коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси из формулы (8.19):

$$\mu = 0,961/0,925 = 1,039.$$

Давление в конце сгорания p_z (МПа) определяем по формуле (8.20), принимая степень повышения давления $\lambda_p = 1,8$:

$$p_z = 1,8 \cdot 7,21 = 13 \text{ МПа.}$$

Температура T_z определяется из уравнения сгорания (8.21), средние теплоемкости mC_v и mC_p в котором определяются по формулам (8.22) и (8.23):

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} \cdot 1007 = 21,91 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)};$$

$$mC_p = 8,314 + (20,1 + 0,921/1,8) + (13,82/1,8 + 15,49) \cdot 10^{-4} T_z = \\ = 28,93 + 23,17 \cdot 10^{-4} T_z.$$

Подставив полученные значения mC_v и mC_p в уравнение сгорания (8.21), после вычислений приходим к выражению вида (8.24):

$$24,07 \cdot 10^{-4} T_z^2 + 30,06 T_z - 76179 = 0.$$

Из последнего выражения по формуле (8.25) получим

$$T_z = \frac{-30,06 \pm \sqrt{30,06^2 - 4 \cdot 24,07 \cdot 10^{-4} (-76179)}}{2 \cdot 24,07 \cdot 10^{-4}} = 2160 \text{ К.}$$

Давление p_b и температура T_b в конце расширения. Степень предварительного расширения найдем по формуле (8.26):

$$\rho = \frac{1,039 \cdot 2160}{1,8 \cdot 1007} = 1,238.$$

Степень последующего расширения определяем по формуле (8.27):

$$\delta = 17 / 1,238 = 13,73.$$

Для формул (8.28) и (8.29) показатель политропы расширения n_2 определяем по формуле В. А. Петрова (8.30):

$$n_2 = 1,18 + \frac{130}{2000} = 1,245.$$

Давление в конце расширения p_b (МПа) определим по формуле (8.28):

$$p_b = \frac{13}{13,73^{1,245}} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Температуру в конце расширения T_b (К) определим по формуле (8.29):

$$T_b = \frac{2160}{13,73^{1,245-1}} = 1137 \text{ К.}$$

Температура T_r в конце выпуска. После определения параметров в конце расширения выполним оценку правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанного в начале теплового расчета, по формуле Е. К. Мазинга (8.31):

$$T_r = \frac{1137}{\sqrt[3]{0,5/0,136}} = 737 \text{ К.}$$

Значение температуры T_r , полученное по формуле (8.31), и значение, принятое в начале расчета, не должны отличаться более чем на 10 %.

В нашем случае

$$\frac{737 - 700}{700} 100 \% = 5,28 \% < 10 \%.$$

Полученное значение показывает, что расчет выполнен верно.

Анализ результатов теплового расчета двигателя. Полученные результаты сводим в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Результаты теплового расчета двигателя

Параметры	p_a , МПа	T_a , К	p_c , МПа	T_c , К	p_z , МПа	T_z , К	p_b , МПа	T_b , К	p_r , МПа	T_r , К
рекомен- дованные	0,110– 0,160	320– 400	4,0– 7,5	900– 1100	7–13	1800– 2400	0,2– 0,5	1000– 1400	0,120– 0,170	600– 900
расчетные	0,153	363	7,21	1007	13	2160	0,5	1137	0,136	737

Полученные результаты соответствуют рекомендованным значениям.

Задача 2

Определить основные размеры кривошипно-шатунного механизма двигателя и выполнить его динамический расчет.

Исходные данные: прототип – двигатель Д-260.2S2 (диаметр цилиндра $D = 110$ мм; ход поршня $S = 125$ мм; масса двигателя $m_d = 650$ кг); номинальная мощность двигателя $N_{ен} = 90,1$ кВт; действительное среднее индикаторное давление $p_i = 1,20$ МПа; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2000$ мин⁻¹; число цилиндров $i = 6$; расположение цилиндров – L (рядный); наличие турбонаддува – да.

Задача 3

Выполнить тепловой расчет двигателя. Проанализировать полученные результаты.

Исходные данные: прототип – двигатель Д-245S2 (диаметр цилиндра $D = 110$ мм; ход поршня $S = 125$ мм; масса двигателя $m_d = 450$ кг); номинальная мощность двигателя $N_{ен} = 81$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2200$ мин⁻¹; степень сжатия $\varepsilon = 16$; число цилиндров $i = 4$; расположение цилиндров – L (рядный); наличие турбонаддува – да.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об индикаторных и эффективных показателях рабочего цикла двигателя, методике теплового и динамического расчета двигателя и определения его основных параметров.
3. Решение задач по определению основных индикаторных и эффективных показателей рабочего цикла двигателя, его основных параметров, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Какие показатели определяются при выполнении теплового расчета двигателя?
2. По какой зависимости определяется теоретическое количество воздуха L'_0 (кг/кг топлива), необходимое для сгорания 1 кг топлива?
3. С какой целью выполняется динамический расчет двигателя?
4. Для чего предназначен маховик в двигателе и как определяется его масса?

Практическая работа № 9

РАСЧЕТ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УРОВНЯ ВОЗДЕЙСТВИЯ ХОДОВЫХ СИСТЕМ НА ПОЧВУ

Цель работы: изучить показатели уровня воздействия ходовых систем на почву в соответствии с действующими нормативными документами, оценить уровень воздействия на почву современных тракторов.

Материальное обеспечение: практикум, стандарты, компьютерные программы, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными показателями, методикой расчета, и определения воздействия движителей на почву.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

В настоящее время уровень воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву нормируется ГОСТ 26955–86. ГОСТ 26953–86 и ГОСТ 26954–2019 определяют методы определения нормируемых показателей. В качестве последних приняты максимальные давления движителей на почву q_k и нормальные напряжения в почве на глубине 0,5 м. В последних двух стандартах для определения показателей требуется проведение эксперимента. Ниже предложена методика расчетного определения нормируемых показателей. В табл. 9.1 прилагаемой методики приведены данные по значениям нормируемых показателей согласно ГОСТ 26955–86, в табл. 9.2 обобщены поправки для расчета максимальных давлений движителей на почву.

С учетом указанных поправок для тракторов 4×4 рассчитаны нормы допустимых максимальных значений давлений, которые

приведены в табл. 9.3. Ими и следует руководствоваться при оценке уровня воздействия движителей тракторов на почву. Значения напряжений в почве при этом берутся из табл. 9.1.

При решении предлагаемых ниже задач, исходя из маркировки шин, необходимо первоначально рассчитать их размеры и далее в соответствии с порядком, изложенным в методике расчета, определить показатели уровня воздействия ходовых систем на почву, проанализировать полученные результаты.

Таблица 9.1

Допустимые нормы воздействия движителей на почву по ГОСТ 26955–86

Влажность почвы в слое 0–300 мм	Максимальное давление на почву колесного и гусеничного движителей, кПа, не более		Нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м, кПа, не более	
	Весенний период	Летне- осенний период	Весенний период	Летне- осенний период
Св. 0,9 НВ	80	100	25	30
Св. 0,7 НВ до 0,9 НВ вкл.	100	120	25	30
Св. 0,6 НВ до 0,7 НВ вкл.	120	140	30	35
Св. 0,5 НВ до 0,6 НВ вкл.	150	180	35	45
0,5 НВ и менее	180	210	35	50

В стандарте предлагается ряд поправок для максимального давления на почву (табл. 9.2).

Таблица 9.2

Поправки для максимального давления на почву по ГОСТ 26955–86

Наименование поправки	Обозначение	Значение, %
Для супесчаных почв	И ₁	+20
Нагрузка на единичный движитель при влажности почвы менее 0,9 НВ: – не более 8 кН	И ₂	+25

Наименование поправки	Обозначение	Значение, %
– не более 16 кН – не более 25 кН (для гусениц)	И ₂	+15 +10
Ведомый режим работы двигателя	И ₃	+10
Количество двигателей, перемещающихся по одному следу: – один – три – четыре – пять – шесть и более	И ₄	+10 –5 –10 –15 –20
Высота протектора не более 25 мм	И ₅	+15

Таблица 9.3

Нормы максимальных давлений на почву для тракторов 4×4, кПа

Влажность почвы	Суглинистая почва			Супесчаная почва		
	Нагрузка на единственный двигатель, кН					
	≤ 8	> 8 ≤ 16	> 16	≤ 8	> 8 ≤ 16	> 16
Весенний период						
Св. 0,9 НВ	80	80	80	96	96	96
Св. 0,7 НВ до 0,9 НВ вкл.	125	115	100	150	138	120
Св. 0,6 НВ до 0,7 НВ вкл.	156	138	120	180	166	144
Св. 0,5 НВ до 0,6 НВ вкл.	188	180	150	225	207	180
0,5 НВ и менее	225	216	180	270	248	216
Летне-осенний период						
Св. 0,9 НВ	100	100	100	120	120	120
Св. 0,7 НВ до 0,9 НВ вкл.	150	138	120	180	166	144
Св. 0,6 НВ до 0,7 НВ вкл.	175	161	140	210	193	168
Св. 0,5 НВ до 0,6 НВ вкл.	225	207	180	270	248	216
0,5 НВ и менее	263	242	210	315	290	252

Окончательная норма по максимальному давлению q_k на почву рассчитывается для каждого движителя по формуле

$$q_k = q_n + q_n (I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5),$$

где q_n – нормируемое максимальное давление на почву в соответствии с табл. 9.1.

Значения поправок умножаются на 0,01. С учетом поправок для тракторов получены значения допустимых давлений (табл. 9.3).

Методика расчета уровня воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву

Для одиночного колесного движителя рассчитываются размеры пятна контакта (половина длины a и ширины b) на жестком основании, м:

$$a = K_l \sqrt{D\lambda - \lambda^2}, \quad (9.1)$$

где K_l – эмпирический коэффициент, учитывающий уменьшение длины контакта от расчетной ($K_l = 0,71 \dots 0,83$);

D – диаметр шины, м;

λ – деформация шины, м.

$$b = \frac{B}{2} K_{ш}, \quad (9.2)$$

где B – ширина профиля шины, м;

$K_{ш}$ – коэффициент учета ширины протектора ($K_{ш} = 0,85 \dots 0,95$).

Находится контурная площадь (m^2) пятна контакта шины на жесткое основание по формуле

$$F_k = \varepsilon ab, \quad (9.3)$$

где ε – коэффициент учета формы пятна контакта ($\varepsilon = 1,04 \dots 1,14$).

Площадь контакта шины колеса с почвой:

$$F_{\text{кп}} = F_{\text{к}} K_1, \quad (9.4)$$

где K_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра колеса (ГОСТ 26953–86) (табл. 9.4).

Таблица 9.4

Коэффициент, зависящий от наружного диаметра колеса

Наружный диаметр шины, мм	K_1
До 600 включ.	1,60
Св. 600 до 800 включ.	1,40
Св. 800 до 1000 включ.	1,30
Св. 1000 до 1200 включ.	1,20
Св. 1200 до 1500 включ.	1,15
Св. 1500	1,10

Среднее давление (кПа) колесного движителя на почву находим из выражения

$$q_{\text{ксп}} = \frac{G_{\text{к}}}{10^3 F_{\text{кп}}}, \quad (9.5)$$

где $G_{\text{к}}$ – статическая нагрузка на почву единичным колесным движителем, Н.

Максимальное давление на почву равно

$$q_{\text{к}} = q_{\text{ксп}} K_2, \quad (9.6)$$

где K_2 – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины, $K_2 = 1,5$.

Максимальные нормальные напряжения в почве $\sigma_{0,5}$ (кПа) на глубине $h = 0,5$ м вычисляем по формуле (ГОСТ 26954–2019)

$$\sigma_{0,5} = 0,637q_{\text{ксп}} \left[\operatorname{arctg} \frac{ab}{h\sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} + \frac{hab(a^2 + b^2 + 2h^2)}{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)\sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} \right], \quad (9.7)$$

где a и b – $1/2$ длины и ширины площади контакта, м.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Рассчитать параметры пятна контакта и показатели уровня воздействия на почву трактора «Беларус-82.1».

Исходные данные: распределение нагрузки по осям (здесь и далее передняя/задняя) – 14 000/26 000 Н; шины – 11,2-20/15,5R38; наружный диаметр шин – 985/1570 мм; ширина профиля шин – 284/394 мм; допустимая деформация шин – 33/48 мм.

Решение

Параметры рассчитываются для каждого колеса отдельно. Выполним расчет для заднего колеса 15,5 R 38. Последовательно выполняем расчет по формулам (9.1), (9.2), (9.3), (9.4), (9.5), (9.6), (9.7). Значения коэффициентов принимаем в пределах рекомендованных выше.

Половина длины пятна контакта, м:

$$a = 0,8\sqrt{1,570 \cdot 0,048 - 0,048^2} = 0,217 \text{ м.}$$

Половина ширины пятна контакта, м:

$$b = \frac{0,394}{2} 0,9 = 0,177 \text{ м.}$$

Контурная площадь пятна контакта шины на жестком основании, м²:

$$F_{\kappa} = 1,1 \cdot 3,14 \cdot 0,217 \cdot 0,177 = 0,133 \text{ м}^2.$$

Площадь контакта шины с почвой, м²:

$$F_{\text{кп}} = 0,133 \cdot 1,1 = 0,146 \text{ м}^2.$$

Среднее давление колеса на почву, кПа:

$$q_{\text{к.ср}} = \frac{13\,000}{10^3 \cdot 0,146} = 89 \text{ кПа}.$$

Максимальное давление на почву, кПа:

$$q_{\text{к}} = 89 \cdot 1,5 = 133,5 \text{ кПа}.$$

Максимальное нормальное напряжение в почве $\sigma_{0,5}$ на глубине $h = 0,5$ м, кПа:

$$\sigma_{0,5} = 0,637 \cdot 89 \left[\begin{aligned} & \left(\operatorname{arctg} \frac{0,217 \cdot 0,177}{0,5 \sqrt{0,217^2 + 0,177^2 + 0,5^2}} \right) + \\ & + \frac{0,5 \cdot 0,217 \cdot 0,177 (0,217^2 + 0,177^2 + 2 \cdot 0,5^2)}{(0,217^2 + 0,5^2)(0,177^2 + 0,5^2) \sqrt{0,217^2 + 0,177^2 + 0,5^2}} \end{aligned} \right] = \\ = 17,2 \text{ кПа}.$$

Аналогично для переднего колеса получены значения:

$$q_{\text{к}} = 139 \text{ кПа}; \sigma_{0,5} = 14,8 \text{ кПа}.$$

Анализ расчетных показателей уровня воздействия ходовых систем на почву. Сопоставим полученные результаты с табл. 9.3. Задние колеса обеспечивают допустимый уровень воздействия на почву по максимальному давлению на суглинистой и супесчаной почве соответственно при влажности почвы 0,6–0,7 НВ и 0,7–0,9 НВ в весенний период и 0,7–0,9 НВ (оба фона) в летне-осенний период. Показатели переднего колеса по максимальному давлению немного хуже и ниже, чем у заднего колеса, на одну ступень по влажности почвы. Отметим, что в соответствии с указанными выше ГОСТами показатели на жестком основании определяются экспериментально и могут отличаться от полученных.

По номинальным напряжениям в почве оба колеса соответствуют нормативам, то есть при рассмотренных нагрузках и размерах шин определяющим показателем является максимальное давление на почву.

Трактор «БЕЛАРУС-82.1» обеспечивает допустимый уровень воздействия на почву для средних по влажности почвенных условий.

Задача 2

Рассчитать показатели уровня воздействия на почву движителей трактора «БЕЛАРУС-3022». Сравнить показатели с допустимыми.

Исходные данные:

$$\text{шины (передние/задние): } \frac{540 / 65R30}{620 / 70R42};$$

$$\text{нагрузка на колесо } G_k: \frac{26\,150 \text{ Н}}{31\,350 \text{ Н}};$$

$$\text{коэффициенты: } \varepsilon = 1,085; K_1 = \frac{1,15}{1,10}.$$

Известны также значения половины длины и ширины пятна контакта на жестком основании:

$$a = \frac{262}{333} \text{ мм}; \quad b = \frac{243}{279} \text{ мм}.$$

Задача 3

Выполнить аналогичные расчеты при комплектации трактора шинами $\frac{600 / 70R34}{710 / 70R38}$, $G_k = \frac{26\,320 \text{ Н}}{31\,530 \text{ Н}}$. Сравнить с показателями по задаче 2.

$$\varepsilon = 1,085; K_1 = \frac{1,1}{1,1}; \quad a = \frac{298}{347} \text{ мм}; \quad b = \frac{270}{320} \text{ мм}.$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения о показателях уровня воздействия ходовых систем на почву их нормативах, методике расчета.
3. Решение предложенных задач, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Какими документами нормируется уровень воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву?
2. Как определить показатели уровня воздействия ходовых систем на почву?
3. Какие существуют показатели нормирования уровня воздействия движителей на почву?
4. Как увязать маркировку и размеры шин?

Практическая работа № 10

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ (РЕГУЛЯТОРНОЙ) ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: изучить методику расчета и построения скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями, методикой расчета и построения скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать полученные результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Расчет построение скоростной характеристики тракторного дизеля

Скоростная характеристика тракторного дизеля $(M, N_e, G_t, g_e) = f(n)$ (рис. 10.1) строится в такой последовательности:

1. Выбираются масштабы для построения графиков. Масштаб по оси абсцисс графика (масштаб частоты вращения) выбирают, ориентируясь на значения номинальной частоты вращения n_n , максимальной частоты вращения на холостом ходу $n_{x \max}$ (мин^{-1}) и частоты вращения двигателя, соответствующей максимальному крутящему моменту $n_{M \max}$ (мин^{-1}). Значение номинальной частоты вращения n_n задается, а максимальная частота вращения холостого хода $n_{x \max}$ определяется по формуле

$$n_{x \max} = (2 + \delta_p) n_n / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p) n_n, \quad (10.1)$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора (у современных дизелей $\delta_p = 0,03 \dots 0,07$).

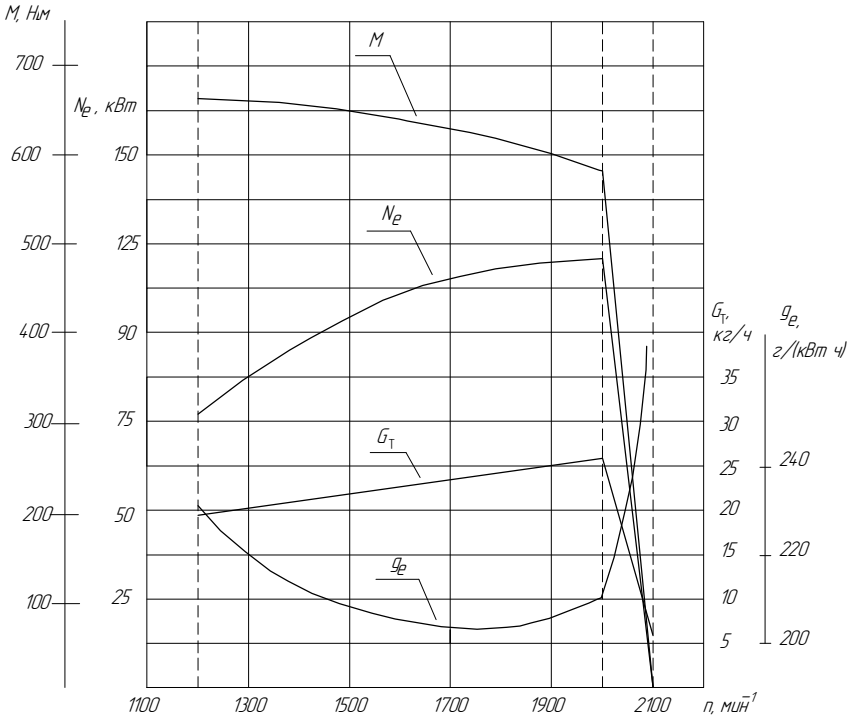


Рис. 10.1. Теоретическая внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля

Частота вращения при максимальном крутящем моменте:

$$n_{M \max} = n_n / K_{об}, \quad (10.2)$$

где $K_{об}$ – коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам. Для расчетов принимается $K_{об} = 1,3 \dots 1,7$.

Ориентируясь на рекомендуемое расположение кривых (рис. 10.1), а также на номинальные значения M_n , $N_{ен}$, $G_{тн}$ и $g_{ен}$, выбираются остальные масштабы. Значение крутящего момента на номинальном режиме (Н·м) определяется по формуле

$$M_H = 9550 N_{eH} / n_H. \quad (10.3)$$

На оси абсцисс отмечаются три характерные точки, соответствующие n_H , $n_{x \max}$ и $n_{M \max}$, через которые проводятся вертикальные вспомогательные (штрихпунктирные) линии.

2. Перед построением графика подготавливается таблица для расчетов, в которую заносятся уже известные численные значения величин (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Параметры скоростной характеристики дизельного двигателя

n , мин ⁻¹	M , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
$n_{x \max}$	0	0		$\rightarrow \infty$
...				
n_H	M_H	N_{eH}	G_{TH}	g_{eH}
n_1				
n_2				
n_3				
...				
$n_{M \max}$				

Значения n_1 , n_2 и n_3 выбираются равномерно в диапазоне частот от n_H до $n_{M \max}$. Для этих значений по эмпирической зависимости рассчитываются соответствующие значения крутящих моментов M (Н·м) и заносятся в табл. 10.1:

$$M = M_H \left[0,42 + 2,15 \left(\frac{n}{n_H} \right) - 1,57 \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]. \quad (10.4)$$

По результатам расчета определяется значение коэффициента приспособляемости дизеля по крутящему моменту:

$$K_M = M_{\max} / M_H. \quad (10.5)$$

Значение K_M должно быть не менее 1,12.

По значениям M и соответствующим значениям n рассчитывается эффективная мощность N_e (кВт) по формуле

$$N_e = Mn / 9550. \quad (10.6)$$

Результаты заносятся в табл. 10.1. По данным таблицы строятся корректорные ветви ($n < n_n$) кривых $M = f(n)$ и $N_e = f(n)$, а регуляторные ветви этих графиков изображаются в виде прямых линий, соединяющих точки $M = 0$ при $n_{x \max}$ с M_n и $N_e = 0$ при $n_{x \max}$ с N_{en} соответственно (рис. 10.1).

3. Для построения зависимости часового расхода топлива от частоты вращения определяются его значения на характерных режимах.

При работе на максимальном скоростном режиме ($n_{x \max}$):

$$G_{\text{ТХ}} = (0,22 \dots 0,27) G_{\text{ТН}}. \quad (10.7)$$

При максимальном крутящем моменте двигателя M_{\max} :

$$G_{\text{Т max}} = 1,1 \cdot G_{\text{ТН}} K_M / K_{\text{об}}. \quad (10.8)$$

Полученные значения заносятся в табл. 10.1. Рассчитанные значения часового расхода топлива откладываются на характеристике при соответствующих оборотах и последовательно соединяются прямыми линиями. В табл. 10.1 также заносятся значения $G_{\text{Т}}$, соответствующие n_1 , n_2 и n_3 , которые определяются непосредственно по построенному графику.

4. Значения удельного расхода топлива g_e (г/(кВт·ч)) при известных $G_{\text{Т}}$ и N_e определяются по формуле

$$g_e = G_{\text{Т}} 10^3 / N_e. \quad (10.9)$$

По результатам расчетов на графике строится корректорная ветвь зависимости $g_e = f(n)$.

На регуляторном участке в диапазоне частот от n_n до $n_{x \max}$ кривая $g_e = f(n)$ начинается с номинального эффективного удельного расхода топлива g_{en} и по мере уменьшения нагрузки асимптотически стремится к бесконечности. На скоростной характеристике

ее можно построить приближенно, рассчитав 1-2 промежуточные точки по формуле (10.9). Исходные данные по G_T и N_e берем непосредственно из графиков.

Построение регуляторной характеристики в функции от крутящего момента

В принятом масштабе строятся графики зависимостей (n , N_e , G_T , g_e) = $f(M)$ (рис. 10.2).

Данные для построения соответствующих графиков берутся из табл. 10.1. Характерными точками характеристики являются: $M = 0$ (холостой ход), M_H и M_{max} . Регуляторная ветвь ($M < M_H$) зависимости $g_e = f(M)$ строится для участка от $M = 0,4M_H$ до $M = M_H$.

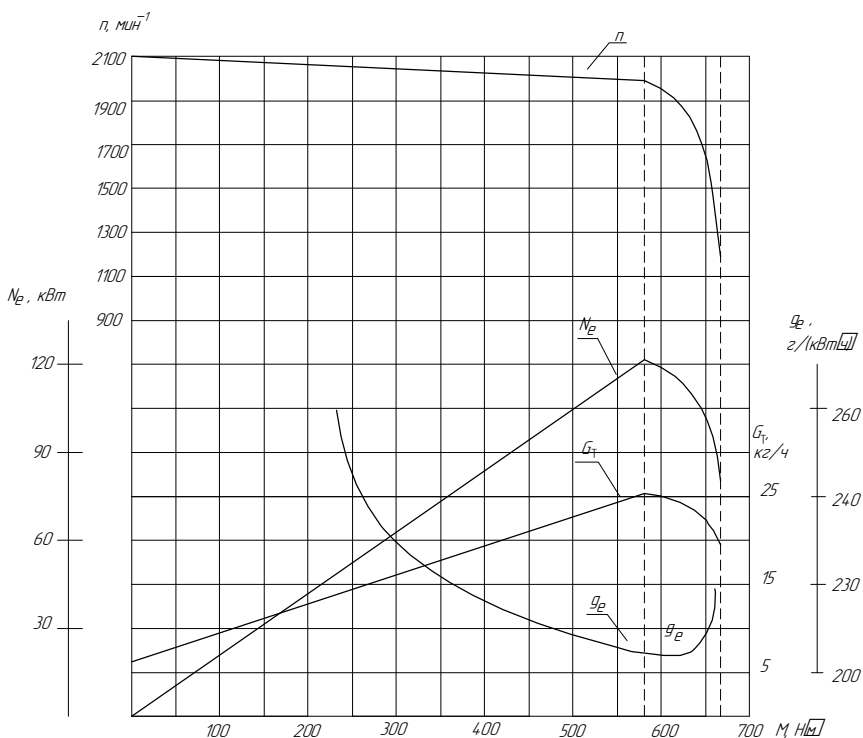


Рис. 10.2. Регуляторная характеристика тракторного дизеля в функции от крутящего момента

Расчет и построение скоростной характеристики автомобильного дизеля

Для автомобильных дизелей практическое значение для дальнейших построений имеет ветвь характеристики от n_n до n_{\min} . Здесь n_{\min} – минимальная частота вращения двигателя, при которой он работает устойчиво. Значение n_{\min} для дизелей составляет 300–800 мин^{-1} . В работе при построении скоростной характеристики рекомендуется применять $n_{\min} = (0,2 \dots 0,4)n_n$.

Порядок построения скоростной характеристики (рис. 10.3):

1. Находим значение номинального момента двигателя M_n по формуле (10.3).
2. Равномерно разделяем диапазон частоты вращения двигателя от n_{\min} до n_n на 6-7 значений.

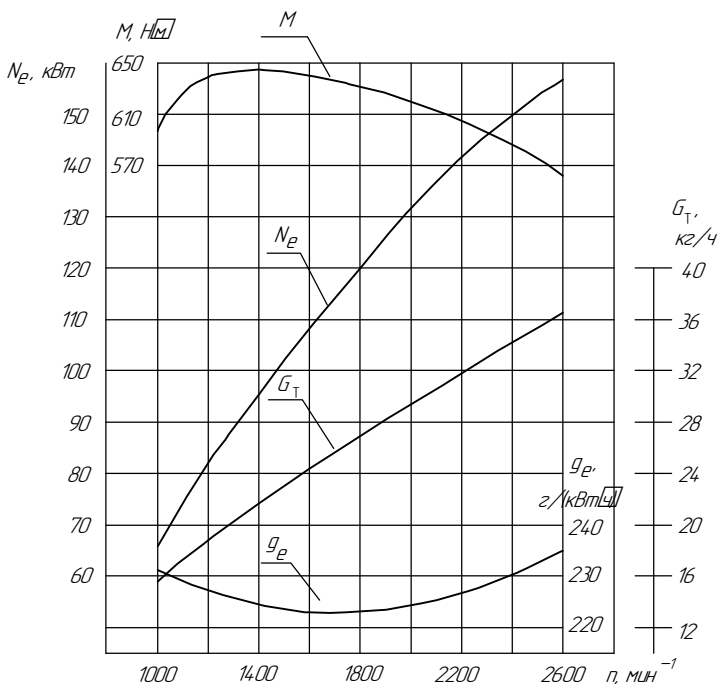


Рис. 10.3. Внешняя скоростная характеристика автомобильного дизеля

3. По формуле (10.4) рассчитываем значения крутящего момента M для выбранного ряда значений частоты вращения.

4. Строим график $M = f(n)$. При выборе масштабов ориентируемся на значения n_{\min} , n_n , M_n .

5. По графику находим максимальное значение M_{\max} , соответствующие ему обороты $n_{M_{\max}}$ и определяем коэффициент приспособляемости по моменту (10.5) и коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам:

$$K_{\text{об}} = \frac{n_n}{n_{M_{\max}}}. \quad (10.10)$$

6. По формуле (10.6) рассчитываем значения эффективной мощности N_e для выбранных значений n и строим график $N_e = f(n)$.

7. Находим значение часового расхода топлива $G_{T_{\max}}$ при $n_{M_{\max}}$ (формула (10.8)). Строим график $G_T = f(n)$, соединив прямой значения $G_{T_{\max}}$ и G_{T_n} . По графику находим G_T для остальных выбранных значений частоты вращения.

8. График $g_e = f(n)$ строим по результатам вычислений удельного эффективного расхода топлива g_e по формуле (10.9), исходя из известных значений N_e и G_T .

9. Все результаты по ходу вычислений заносим в таблицу, аналогичную табл. 10.1, но с большим количеством точек по оборотам.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Выполнить расчет и построение скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизельного двигателя.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя $N_{en} = 90,1$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2000$ мин⁻¹; номинальный часовой расход топлива $G_{T_n} = 18,6$ кг/ч; номинальный удельный эффективный расход топлива $g_{en} = 205,8$ г/(кВт·ч).

Расчет и построение скоростной характеристики тракторного дизеля:

1. Выбираем масштабы для построения графиков. Значение номинальной частоты вращения n_n задано, а максимальную частоту вращения холостого хода $n_{x_{\max}}$ определяем по формуле (10.1):

$$n_{x_{\max}} = (1 + 0,05) \cdot 2000 = 2100 \text{ мин}^{-1},$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора, принимаем $\delta_p = 0,05$.

Частоту вращения при максимальном крутящем моменте найдем по формуле (10.2). Коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам $K_{об}$ принимаем равным 1,67.

$$n_{M \max} = 2000/1,67 = 1200 \text{ мин}^{-1},$$

Значение крутящего момента на номинальном режиме (Н·м) определяем по формуле (10.3):

$$M_H = 9550 \cdot 90,1/2000 = 430,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Перед построением графика подготавливаем таблицу для расчетов, в которую заносим уже известные численные значения величин (табл. 10.2).

Таблица 10.2

Параметры скоростной характеристики дизельного двигателя

$n, \text{ мин}^{-1}$	$M, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$N_e, \text{ кВт}$	$G_T, \text{ кг/ч}$	$g_e, \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$
2100	0	0	4,6	$\rightarrow \infty$
2067	143,5	31,0	9,3	298,7
2033	286,9	61,1	13,9	227,7
2000	430,4	90,1	18,6	205,8
1800	466,3	87,9	17,4	198,2
1600	488,6	81,9	16,3	198,9
1400	490,4	72,9	15,2	207,8
1200	492,7	61,9	14,0	226,4

Выбираем значения n_1, n_2 и n_3 равномерно в диапазоне частот от n_H до $n_{M \max}$. Для этих значений по формуле (10.4) рассчитываем соответствующие значения крутящих моментов M (Н·м) и заносим в табл. 10.2. Например, для частоты вращения $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$:

$$M = 430,4 \cdot \left[0,42 + 2,15 \cdot \left(\frac{1200}{2000} \right) - 1,57 \cdot \left(\frac{1200}{2000} \right)^2 \right] = 492,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем значение коэффициента приспособляемости дизеля по крутящему моменту (10.5):

$$K_M = 492,7/430,4 = 1,14.$$

Значение K_M должно быть не менее 1,12. Данное условие соблюдается, так как $K_M = 1,14 > 1,12$, следовательно, расчеты сделаны верно.

По значениям M и соответствующим значениям n рассчитывается эффективная мощность N_e (кВт) по формуле (10.6):

$$N_e = 492,7 \cdot 1200/9550 = 61,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты заносим в табл. 10.2. По данным таблицы строим корректорные ветви ($n < n_n$) кривых $M = f(n)$ и $N_e = f(n)$, а регуляторные ветви этих графиков изображаем в виде прямых линий, соединяющих точки $M = 0$ при $n_{x \max}$ с M_n и $N_e = 0$ при $n_{x \max}$ с N_{en} соответственно (рис. 10.4).

3. Для построения зависимости часового расхода топлива от частоты вращения определяем его значения на характерных режимах.

На максимальном скоростном режиме ($n_{x \max}$) (10.7):

$$G_{\text{ТХ}} = 0,25 \cdot 18,6 = 4,6 \text{ кг/ч}.$$

При максимальном крутящем моменте двигателя M_{\max} (10.8):

$$G_{\text{Тmax}} = 1,1 \cdot 18,6 \cdot 1,14/1,67 = 14,0 \text{ кг/ч}.$$

Полученные значения часового расхода топлива заносим в табл. 10.2, откладываем на характеристике (рис. 10.4) и последовательно соединяем прямыми линиями.

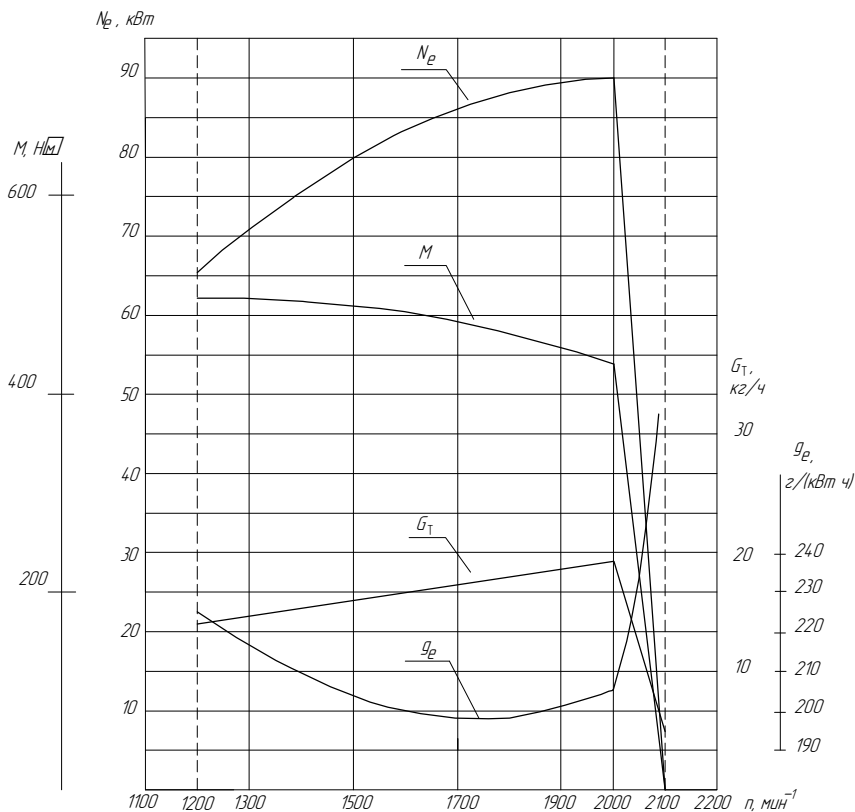


Рис. 10.4. Внешняя скоростная характеристика тракторного дизеля

4. Значения удельного расхода топлива g_e (г/(кВт·ч)) определим по формуле (10.9):

$$g_e = 14,0 \cdot 10^3 / 61,9 = 226,4 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

По полученным результатам строим корректорную ветвь (рис. 10.4) зависимости $g_e = f(n)$. Исходные данные по G_T и N_e берем из графиков.

Построение регуляторной характеристики в функции от крутящего момента. В принятом масштабе строим графики зависимостей $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M)$. Данные для построения графиков берем из табл. 10.2. Характерными точками характеристики

являются: $M = 0$, M_n и M_{max} . Регуляторную ветвь ($M < M_n$) зависимости $g_e = f(M)$ строим для участка от $M = 0,4M_n$ до $M = M_n$.

По полученным результатам строим регуляторную характеристику в функции от крутящего момента (рис. 10.5).

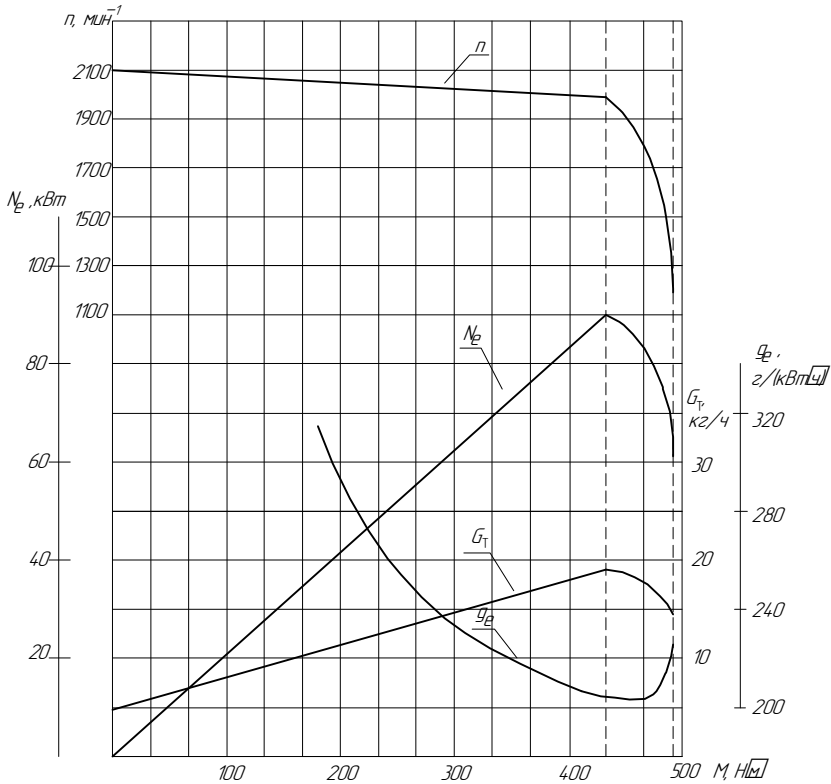


Рис. 10.5. Регуляторная характеристика тракторного дизеля в функции от крутящего момента

Задача 2

Выполнить расчет и построение скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизельного двигателя.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя $N_{ен} = 114$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 2100$ мин⁻¹; номинальный часовой расход топлива

$G_{Тн} = 25,1$ кг/ч; номинальный удельный эффективный расход топлива $g_{ен} = 220$ г/(кВт·ч).

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Методика расчета и построения скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя.
3. Решение задачи по расчету и построению скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Что называется скоростной характеристикой тракторного дизеля?
2. Что называется регуляторной характеристикой тракторного дизеля?
3. Какие ветви различают в скоростной (регуляторной) характеристике?
4. В чем различие между внешней и частичными скоростными (регуляторными) характеристиками тракторного дизеля?
5. Какое влияние оказывает корректор на протекание скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизеля?

Практическая работа № 11

РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: изучить методику расчета и построения скоростной характеристики бензинового двигателя.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой расчета и построения скоростной характеристики бензинового двигателя.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать полученные результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя

Двигатели автомобилей сельскохозяйственного назначения имеют, как правило, ограничители оборотов. Для таких двигателей минимальная устойчивая частота вращения $n_{\min} = 600 \dots 1000 \text{ мин}^{-1}$, а частота вращения при номинальной (максимальной) мощности n_n обеспечивает максимальную скорость движения автомобиля $V_{\max z}$. Скоростная характеристика строится при изменении частоты вращения коленчатого вала от $n_{\min} = 0,2 n_n$ до n_n (6-7 значений числа оборотов). Часть характеристики при $n_n < n < n_{\max} = (1,05 \dots 1,20) n_n$ не рассматривается.

Рекомендуемое расположение кривых и масштабных шкал при $n < n_n$ показано на рис. 11.1. Характерными режимами являются: частоты вращения при максимальном крутящем моменте, при максимальной мощности и частота вращения при минимальном удельном расходе топлива.

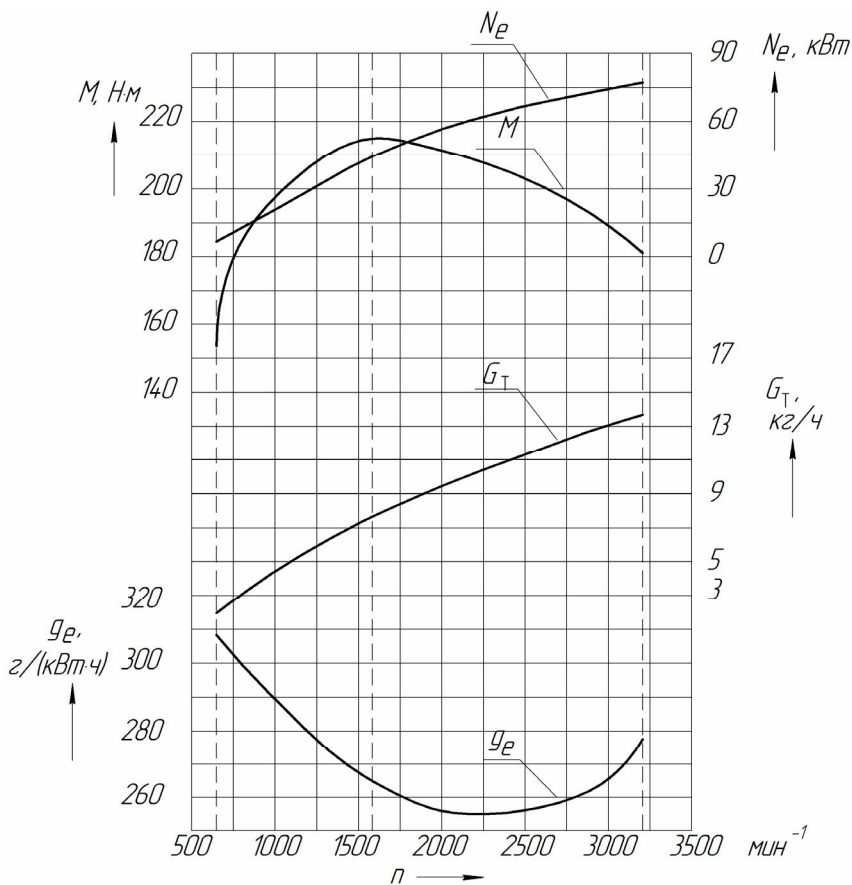


Рис. 11.1. Теоретическая внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

Исходными данными для построения зависимостей $N_e = f(n)$ и $g_e = f(n)$ являются значения $N_{ен}$ и $g_{ен}$. Значения N_e (кВт) и g_e (г/кВт·ч) для различных скоростных режимов рассчитываются по эмпирическим формулам:

$$N_e = N_{ен} \left[-0,2 + 2,0 \left(\frac{n}{n_H} \right) - 0,8 \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right]; \quad (11.1)$$

$$g_e = g_{en} \left[1,3 - 1,1 \left(\frac{n}{n_n} \right) + 0,8 \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right]. \quad (11.2)$$

Результаты расчетов (6-7 значений в диапазоне частот вращения от $n_{\min} = 0,2 n_n$ до n_n) заносятся в таблицу, аналогичную по форме табл. 10.1.

Расчет крутящего момента M (Н·м) и часового расхода топлива G_T (кг/ч) выполняется по формулам

$$M = \frac{9550 N_e}{n}; \quad (11.3)$$

$$G_T = \frac{g_e N_e}{10^3}. \quad (11.4)$$

Все результаты заносятся в таблицу. Строится рассчитываемая характеристика. По графику $M = f(n)$ находим максимальное значение крутящего момента M_{\max} и соответствующие ему обороты двигателя $n_{M \max}$. Значение M_{\max} используется при расчете теоретических скоростей движения автомобиля. Коэффициенты приспособляемости находятся по формулам (10.5) и (10.10).

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Выполнить расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя $N_{e_n} = 53,2$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 3200$ мин⁻¹; удельный эффективный расход топлива на режиме номинальной мощности $g_{e_n} = 275,6$ г/кВт·ч.

Расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя. Исходными данными для построения зависимостей $N_e = f(n)$ и $g_e = f(n)$ являются значения N_{e_n} и g_{e_n} . Значения N_e (кВт) и g_e (г/кВт·ч) для различных скоростных режимов рассчитываются по формулам (11.1) и (11.2):

$$N_e = 53,2 \left[-0,2 + 2,0 \cdot \left(\frac{640}{3200} \right) - 0,8 \cdot \left(\frac{640}{3200} \right)^2 \right] = 8,94 \text{ кВт};$$

$$g_e = 275,6 \cdot \left[1,3 - 1,1 \cdot \left(\frac{640}{3200} \right) + 0,8 \cdot \left(\frac{640}{3200} \right)^2 \right] = 306,47 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Результаты расчетов для 7 значений частот вращения в диапазоне от $n_{\min} = 0,2 n_n$ до n_n заносим в табл. 11.1.

Таблица 11.1

Параметры скоростной характеристики бензинового двигателя

n , мин ⁻¹	M , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
640	133,36	8,94	2,74	306,47
1000	176,23	18,45	5,26	285,07
1600	190,52	31,92	8,36	261,82
2000	187,34	39,24	10,00	254,93
2400	179,94	45,22	11,53	254,93
2800	170,11	49,86	13,06	261,82
3200	158,77	53,20	14,66	275,60

Расчет крутящего момента M (Н·м) и часового расхода топлива G_T (кг/ч) выполняем по формулам (11.3) и (11.4):

$$M = \frac{9550 \cdot 8,94}{640} = 133,36 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$G_T = \frac{306,5 \cdot 8,94}{10^3} = 2,74 \text{ кг/ч}.$$

Все результаты заносим в табл. 11.1. Ориентируясь на рекомендуемое расположение кривых (рис. 11.1), а также на пределы изменения M , N_e , G_T и g_e , выбираем масштабы и строим скоростную характеристику бензинового двигателя (рис. 11.2).

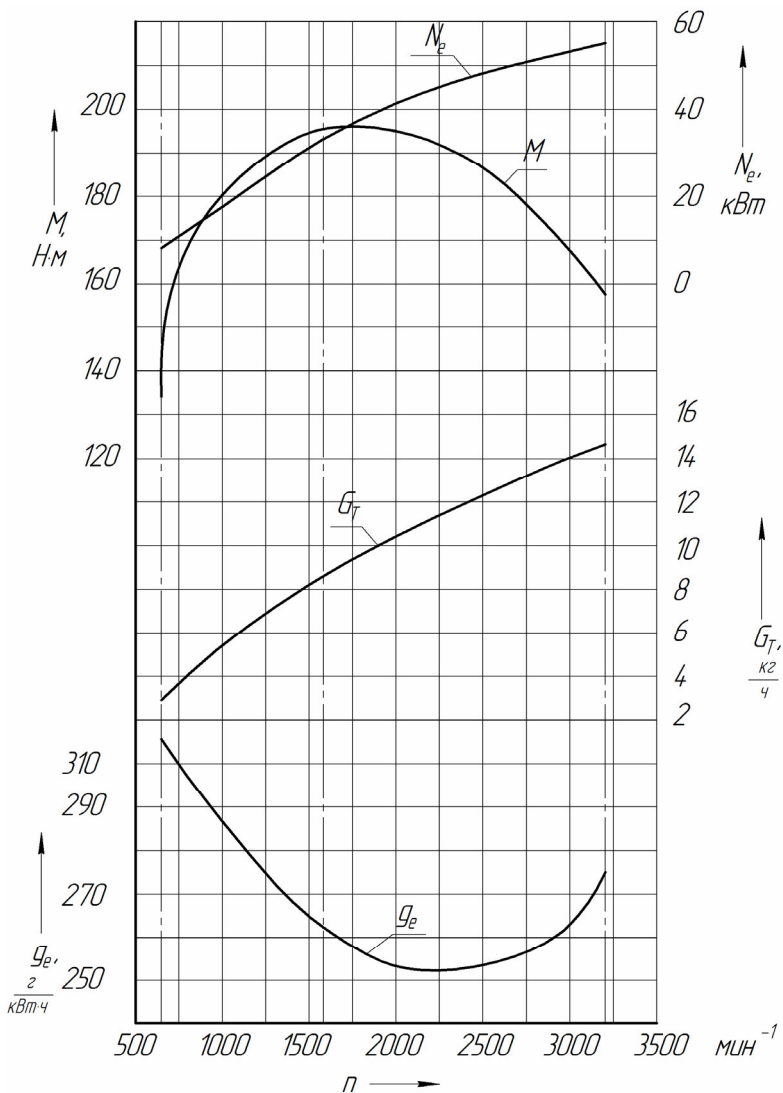


Рис. 11.2. Расчетная внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

По графику $M = f(n)$ находим максимальное значение крутящего момента $M_{\max} = 190,52 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и соответствующие ему обороты двигателя $n_{M \max} = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициенты приспособляемости находим по формулам (10.5) и (10.10):

$$K_m = 190,52 / 158,77 = 1,2;$$

$$K_{об} = 3200 / 1600 = 2.$$

Задача 2

Выполнить расчет и построение скоростной характеристики бензинового двигателя.

Исходные данные: номинальная мощность двигателя $N_{ен} = 92$ кВт; номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_n = 3400$ мин⁻¹; удельный эффективный расход топлива на режиме номинальной мощности $g_{ен} = 286$ г/(кВт·ч).

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Методика расчета и построения скоростной характеристики бензинового двигателя.
3. Решение задачи по расчету и построению скоростной характеристики бензинового двигателя, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Что называется скоростной характеристикой бензинового двигателя внутреннего сгорания?
2. В чем различие между внешней и частичными скоростными характеристиками бензинового двигателя?
3. Как производится расчет крутящего момента M (Н·м) и часового расхода топлива G_T (кг/ч) при выполнении работы?
4. Какие оценочные параметры бензинового двигателя определяются по скоростной характеристике?
5. Объясните по скоростной характеристике характер изменения основных показателей бензинового двигателя.

Практическая работа № 12

РАСЧЕТ, ПОСТРОЕНИЕ И АНАЛИЗ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Цель работы: приобрести навыки расчета, построения и анализа теоретической тяговой характеристики трактора.

Материальное обеспечение: нормативно-техническая документация, руководства по эксплуатации тракторов «Беларус», учебная литература, практикум.

Порядок выполнения практической работы

1. Изучите, что представляет собой теоретическая тяговая характеристика, какие исходные данные необходимы для ее расчета и построения.
2. Изучите алгоритм расчета теоретической тяговой характеристики трактора.
3. Изучите порядок построения вспомогательной и основной частей теоретической тяговой характеристики трактора.
4. Оформите отчет.

Общие сведения

Тяговые характеристики тракторов строят в функции от силы тяги на крюке $P_{кр}$ применительно к установившейся работе на горизонтальном участке. Тяговая характеристика, построенная по расчетным данным, называется *теоретической*. На ней, в зависимости от $P_{кр}$, строятся графики изменения буксования δ ведущих колес (гусениц), действительных скоростей движения V , мощности на крюке $N_{кр}$, удельного крюкового расхода топлива $g_{кр}$ и тягового КПД $\eta_{тяг}$:

$$\delta = f(P_{кр}), V = f(P_{кр}), N_{кр} = f(P_{кр}), g_{кр} = f(P_{кр}), \eta_{тяг} = f(P_{кр}). \quad (12.1)$$

При выполнении практической работы тяговая характеристика строится применительно к основным рабочим передачам трактора на почвенном фоне, указанном в задании преподавателя.

Основой для построения теоретической тяговой характеристики трактора является регуляторная характеристика дизеля (практическая работа № 10), построенная в функции от крутящегося момента двигателя, и результаты тягового расчета трактора.

Получила распространение методика построения теоретической тяговой характеристики трактора графоаналитическим методом с использованием двух квадрантов (рис. 12.1):

– в нижнем квадранте (вспомогательном) строится регуляторная характеристика двигателя с учетом разных масштабов крутящего момента для разных передач;

– в верхнем (основном) строится непосредственно тяговая характеристика для заданного числа основных передач трактора.

Необходимые для расчетов показатели взаимодействия ходовых систем с почвой (коэффициенты сопротивления качению f и сцепления $\varphi_{сч}$) выбираются исходя из заданного почвенного фона и табличных данных.

Построение вспомогательной части тяговой характеристики

На регуляторной характеристике двигателя (рис. 12.1) важны характерные значения параметров (n , N_e , G_T) при $M = 0$, $M = M_n$ и $M = M_{max}$.

Для дальнейших расчетов необходимо в нижнем квадрате построить регуляторную характеристику двигателя для основных передач в функции от касательной силы тяги трактора P_k .

Значение касательной силы тяги P_k (Н) трактора связано со значением крутящего момента двигателя M выражением

$$P_k = \frac{Mi_{тр}\eta_{тр}}{r_k} = AM, \quad (12.2)$$

где $A = i_{тр}\eta_{тр}/r_k$ – переводной коэффициент масштаба моментов двигателя M (Н·м) в масштаб сил P_k (Н). Для каждой передачи он имеет свое значение, зависящее от величины передаточного числа $i_{тр}$ и КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ на данной передаче.

Методика определения параметров $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ и r_k изложена в практической работе № 6. Принимаем, что значение r_k постоянно и не зависит от эксплуатационных режимов и факторов. Исходя из перечисленных

составляющих, находим значения переводных коэффициентов A_1, A_2, \dots, A_z для основных передач. Так как эти значения для всех передач разные, то одним и тем же значениям крутящего момента двигателя M соответствуют разные значения P_k . Касательные силы тяги P_k по формуле (12.2) рассчитываем для $M = M_n$ и $M = M_{max}$. Результаты заносим в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Результаты расчета касательной силы тяги

№ передачи	$i_{тр}$	$\eta_{тр}$	A	$P_k, Н$	
				при $M = M_n$	при $M = M_{max}$
1					
2					
...					
z					

Установив соотношение между M и P_k , строим регуляторную характеристику двигателя в нижнем квадранте. Шкалу касательных сил тяги P_k формируем по оси абсцисс, ориентируясь на значения P_k (кН) на первой передаче (наиболее высокие значения). Начало координат в точке O' . На рис. 12.1 показана связь крутящего момента двигателя и касательной силы тяги P_k (точки $P_k (M_n)$ и $P_k (M_{max})$) для первой передачи.

Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора

На рис. 12.1. графики изменения параметров тяговой характеристики расположены в верхнем квадранте. Начало координат располагается в точке O , которая расположена справа от точки O' на расстоянии, изображающем в принятом для оси абсцисс масштабе силу сопротивления качению трактора P_f :

$$P_f = fgm_{max}, \quad (12.3)$$

где f – коэффициент сопротивления качению. Значение коэффициента f берут по таблице П.2 из приложения, учитывая тип движителя рассчитываемого трактора и почвенный фон, применительно к которому строится тяговая характеристика. Для установившегося

движения трактора на горизонтальном участке разность P_k и P_f представляет собой силу тяги на крюке $P_{кр}$:

$$P_{кр} = P_k - P_f. \quad (12.4)$$

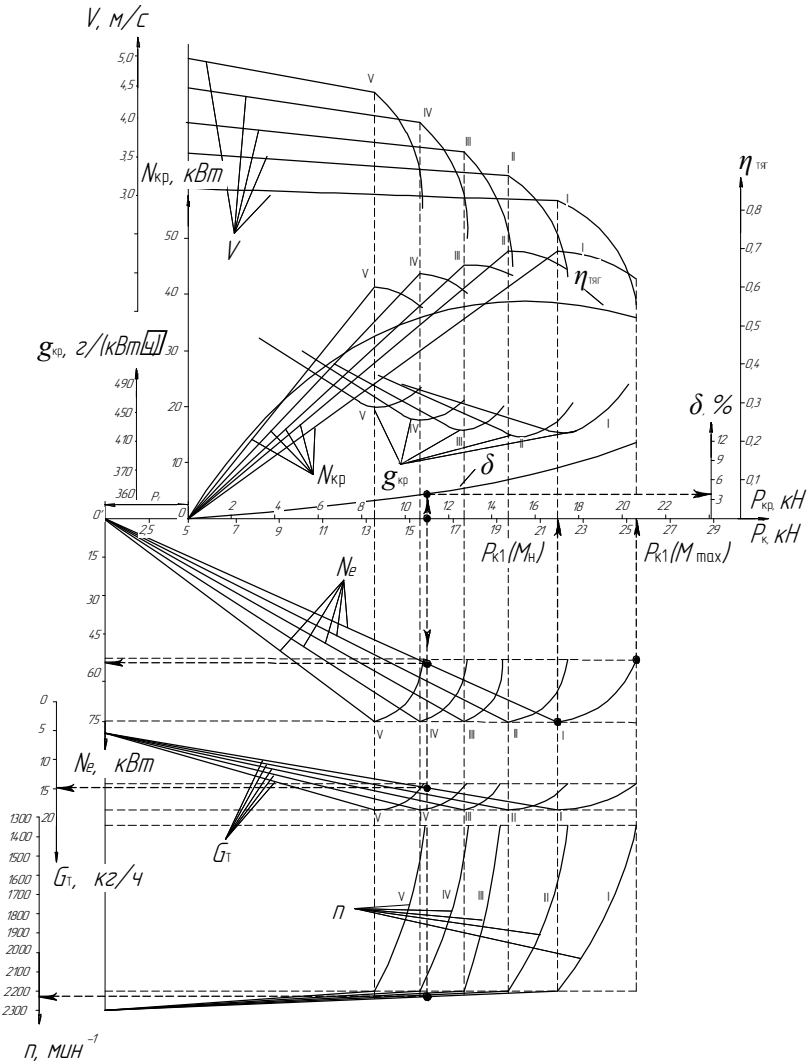


Рис. 12.1. Теоретическая тяговая характеристика колесного трактора тягового класса 1,4

Для построения теоретической тяговой характеристики по оси абсцисс формируем шкалу $P_{кр}$. Масштаб шкалы равняется масштабу шкалы P_k . При этом все точки шкалы $P_{кр}$ смещены вправо от соответствующих точек шкалы P_k на значение P_f . Шкалы по оси ординат тяговой характеристики формируем по мере расчета показателей (δ , V , $N_{кр}$, $g_{кр}$, $\eta_{тяги}$). Рекомендуемое расположение графиков по рис. 12.1.

Расчет и построение кривой буксования трактора

Предлагается использовать способ определения буксования с помощью вспомогательных графиков для типовых почвенных фонов (рис. 12.2). На рис. 12.2 верхний график используется для колесных тракторов, нижний – для гусеничных. На графиках нанесены опытные кривые буксования на разных почвенных фонах, построенные в функции от отношения $P_{кр} / G_{сц}$, где $G_{сц}$ – сцепной вес трактора (Н).

Допускаем, что у гусеничных тракторов и колесных тракторов со всеми ведущими колесами сцепной вес равен максимальному весу трактора и не зависит от $P_{кр}$:

$$G_{сц} = G_{max} = gm_{max}. \quad (12.5)$$

У колесных тракторов 4×2 сцепной вес изменяется в зависимости от нагрузки на крюке и определяется по формуле

$$G_{сц} = \left(\frac{2}{3} gm_{min} + 0,5 gm_6 \right) + \frac{(P_{кр} + P_f) h_{кр}}{L}. \quad (12.6)$$

Входящие в эту формулу m_{min} и m_6 берем из тягового расчета, значение L продольной базы трактора из технических характеристик тракторов-прототипов, а высоту точки прицепа $h_{кр}$ принимаем равной 0,4–0,5 м.

Задаем в соответствии со шкалой силы тяги на крюке 7–10 значений $P_{кр}$, рассчитываем по формуле (12.6) для каждого $P_{кр}$ сцепной вес $G_{сц}$ (только тракторы 4×2), вычисляем ряд значений $P_{кр} / G_{сц}$ и по графикам рис. 12.2 для заданного почвенного фона определяем буксование для рассчитываемого трактора.

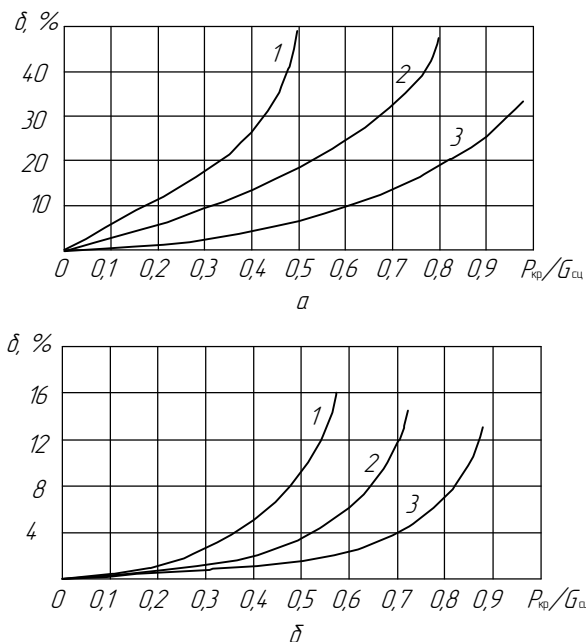


Рис. 12.2. Кривые буксования на различных почвенных фонах:
a – колесных тракторов; *б* – гусеничных тракторов;
 1 – поле, подготовленное под посев; 2 – стерня; 3 – залежь

Данные о величине $G_{сц}$, $P_{кр}/G_{сц}$ и δ при разных значениях $P_{кр}$ заносим в табл. 12.2. По расчетным данным строится кривая буксования $\delta = f(P_{кр})$ в верхней части тяговой характеристики.

Таблица 12.2

Буксование трактора

$P_{кр}, Н$	$G_{сц}, Н$	$P_{кр} / G_{сц}$	δ

Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики

Рассмотрим расчет и построение графиков действительной скорости движения трактора V , тяговой мощности на крюке $N_{кр}$, удельного крюкового расхода топлива $g_{кр}$, тягового КПД $\eta_{тяг}$.

При тяговом расчете (практическая работа № 6) определены теоретические скорости движения трактора при номинальных оборотах двигателя n_n . Действительные скорости движения V (м/с) ниже теоретических из-за буксования трактора и рассчитываются по формуле

$$V = \frac{\pi n}{30i_{\text{тр}}} r_{\text{к}} (1 - \delta). \quad (12.7)$$

Тяговую мощность на крюке $N_{\text{кр}}$ и удельный крюковой расход топлива $g_{\text{кр}}$ (г/(кВт·ч) находим из выражений

$$N_{\text{кр}} = 10^{-3} P_{\text{кр}} V; \quad (12.8)$$

$$g_{\text{кр}} = \frac{10^3 G_{\text{T}}}{N_{\text{кр}}}. \quad (12.9)$$

Единицы измерения параметров в формулах (12.7)–(12.9): n – мин⁻¹; $r_{\text{к}}$ – м; $P_{\text{кр}}$ – Н; V – м/с; G_{T} – кг/ч.

Определение входящих в эти формулы величин производится следующим образом:

1. Для каждой передачи задаем 7–10 значений $P_{\text{кр}}$. Шкала делится неравномерно. В зоне номинального крутящего момента двигателя интервал изменения $P_{\text{кр}}$ меньше для более точного установления точки перегиба кривых $N_{\text{кр}}$ (значения $N_{\text{кр max}}$ на каждой передаче). Минимальное значение $P_{\text{кр}} = 0$, а наибольшее соответствует максимальному крутящему моменту двигателя (точки окончания графиков нижнего квадранта) и для каждой передачи имеет свою величину. По построенным графикам буксования трактора (верхний квадрант), частоты вращения двигателя и часового расхода топлива (нижний квадрант) определяем значения δ , n и G_{T} , соответствующие выбранным значениям $P_{\text{кр}}$ для каждой передачи. На рис. 12.1 показано определение перечисленных параметров, а также мощности двигателя N_e для $P_{\text{кр}} = 11$ кН и первой передачи. Важную роль играет выбор масштабов для графиков $n = f(P_{\text{кр}})$ и $G_{\text{T}} = f(P_{\text{кр}})$ (рис. 12.1), которые позволяют графикам не сливаться и с достаточной точностью определять по ним n и G_{T} .

2. Подсчитываем, чему равны V , $N_{кр}$ и $g_{кр}$ (формулы (12.7)–(12.9) при принятых значениях $P_{кр}$ на разных передачах. Полученные данные заносим в табл. 12.3 и по ним строим соответствующие кривые. Справа все перечисленные кривые должны заканчиваться в точках, относящихся к значениям M_{max} на соответствующих передачах.

Кривые $g_{кр}$ заканчиваем слева в точках, соответствующих примерно $0,4 N_{кр max}$ на относящихся к ним передачах.

3. Тяговый КПД трактора $\eta_{тяг}$ (%) рассчитывается по формуле

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e} 100 \% . \quad (12.10)$$

Для выбранного значения силы тяги на крюке $P_{кр}$ на разных передачах тяговый КПД отличается незначительно. Различие может быть связано с разным $\eta_{тр}$ на этих передачах. При выполнении практической работы ограничиваемся расчетом $\eta_{тяг}$ на первой передаче. В этом случае наиболее широкий диапазон $P_{кр}$.

Необходимые для построения значения $N_{кр}$ на первой передаче рассчитаны ранее по формуле (12.8), а соответствующие им значения эффективной мощности N_e находим по кривой регуляторной характеристики для первой передачи в нижнем квадранте.

Результаты расчетов теоретической тяговой характеристики трактора сводятся в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Результаты расчета теоретической тяговой характеристики

Передача	Тяговое усилие на крюке $P_{кр}$, Н	Буксование δ , %	Частота вращения коленвала n , мин ⁻¹	Действительная скорость движения V , м/с	Мощность $N_{кр}$, кВт	Расход топлива		Мощность N_e , кВт	Тяговый КПД $\eta_{тяг}$, %
						G_T , кг/ч	$g_{кр}$, г/(кВт·ч)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

После построения делается *анализ тяговой характеристики трактора* с объяснением характера изменения и указанием значений в наиболее характерных точках по каждому показателю. Анализ тяговой характеристики приведен в примере решения задачи.

Задача

Рассчитать, построить и проанализировать тяговую характеристику трактора тягового класса 2 с колесной формулой 4×4а на поле, подготовленном под посев. Количество передач – 5, номинальная скорость на первой передаче – 2,3 м/с.

Исходными данными являются результаты тягового расчета (практическая работа № 6), представленные в табл. 12.4 и 12.5, а также данные регуляторной характеристики из табл. 12.6 (практическая работа № 10). Часть расчетов сделана в задаче. Часть должны рассчитать студенты и построить тяговую характеристику.

Таблица 12.4

Основные параметры колесного трактора

Тяговый класс трактора	Прототип	Масса трактора, кг			Расчетные основные скорости, м/с					Номинальная мощность двигателя $N_{сб}$, кВт	Марка шин задних колес (передних колес)	Статический радиус r_k , м	Давление воздуха в шинах задних колес (передних колес), кПа
		m_0	m_{min}	m_{max}	I	II	III	IV	V				
2	Беларус 1222.3	5300	5670	5950	2,30	2,60	2,87	3,20	3,58	90,1	18.4R38 (420/70R24)	0,8	60 (60)

Таблица 12.5

Передаточные числа трансмиссии колесного трактора

Передача	I	II	III	IV	V
Передаточные числа коробки передач i_k	3,108	2,749	2,490	2,234	1,997
Общее передаточное число трансмиссии i_{TP}	72,820	64,409	58,341	52,343	46,790
КПД трансмиссии η_{TP}	0,79	0,800	0,800	0,800	0,800

Таблица 12.6

Параметры скоростной (регуляторной) характеристики тракторного дизеля

n , мин ⁻¹	M , Н·м	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
2100	0	0	4,6	$\rightarrow \infty$
2067	143,5	31,0	9,3	298,7
2033	286,9	61,1	13,9	227,7
2000	430,4	90,1	18,6	205,8
1800	466,3	87,9	17,4	198,2
1600	488,6	81,9	16,3	198,9
1400	490,4	72,9	15,2	207,8
1200	492,7	61,9	14,0	226,4

Исходя из формулы (12.2), для первой передачи:

$$A_1 = 72,820 \cdot 0,792 / 0,800 = 72,092.$$

Определим P_k на первой передаче для $M = M_n$:

$$P_k = 72,092 \cdot 430,4 = 31\,030 \text{ Н}.$$

Определим P_k на первой передаче для $M = M_{\max}$:

$$P_k = 72,092 \cdot 492,7 = 35\,523 \text{ Н}.$$

Аналогично выполняем расчеты для остальных передач, результаты заносим в табл. 12.7.

Результаты расчета касательной силы тяги

№ передачи	$i_{тр}$	$\eta_{тр}$	A	$P_k, Н$	
				при $M = M_n$	при $M = M_{max}$
1	72,820	0,790	72,092	31 030	35 523
2	64,409	0,800	64,409	27 723	31 737
3	58,341	0,800	58,341	25 111	28 747
4	52,343	0,800	52,343	22 530	25 792
5	46,790	0,800	46,790	20 139	23 055

Установив соотношение между M и P_k , строим регуляторную характеристику двигателя в нижнем квадранте. Значение параметров по оси ординат не зависит от передачи, а по оси абсцисс одним и тем же значениям крутящих моментов двигателя $M_n = 430,4$ Н·м и $M_{max} = 492,7$ Н·м на разных передачах соответствуют разные значения P_k . Поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равняется числу основных передач. Отрезки кривых, соответствующие регуляторному участку характеристики двигателя (от $P_k = 0$ до P_k , соответствующего M_n на данной передаче), имеют линейный характер. Все кривые должны заканчиваться при P_k , соответствующем M_{max} на данной передаче.

Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора. Графики изменения параметров тяговой характеристики располагаем в верхнем квадранте. Начало координат располагаем в точке O , которая расположена справа от точки O' на расстоянии, изображающем в принятом для оси абсцисс масштабе силу сопротивления качению трактора P_f (Н) (формула (12.3)).

Для заданного почвенного фона (поле, подготовленное под посев) принимаем $f = 0,15$ (приложение А).

$$P_f = 0,15 \cdot 9,81 \cdot 5950 = 8755 \text{ Н.}$$

Для установившегося движения трактора на горизонтальном участке разность P_k и P_f представляет собой силу тяги на крюке $P_{кр}$ (формула (12.4)):

$$P_{кр} = 35 523 - 8755 = 26 768 \text{ Н.}$$

Расчет и построение кривой буксования. На графиках рис. 12.2 нанесены кривые буксования на разных почвенных фонах, построенные в функции от отношения $P_{кр} / G_{сц}$, где $G_{сц}$ – сцепной вес трактора (Н). Для заданного почвенного фона (поле, подготовленное под посев) используем кривую 1, представленную на рис. 12.2, а.

Задаем в соответствии со шкалой силы тяги на крюке девять значений $P_{кр}$, рассчитываем по формуле (12.15) сцепной вес $G_{сц}$, вычисляем ряд значений $P_{кр} / G_{сц}$ и по графикам рис. 12.2 для заданного почвенного фона определяем буксование.

Допускаем, что у колесных тракторов со всеми ведущими колесами сцепной вес равен максимальному весу трактора и не зависит от $P_{кр}$ (формула (2.5)):

$$G_{сц} = 9,81 \cdot 5950 = 58\,370 \text{ Н.}$$

Данные о величине $G_{сц}$, $P_{кр} / G_{сц}$ и δ при разных значениях $P_{кр}$ заносим в табл. 12.8.

Таблица 12.8

Буксование трактора

$P_{кр}$, Н	$G_{сц}$, Н	$P_{кр} / G_{сц}$	δ
26 768	58 370	0,46	0,36
20 000	58 370	0,34	0,22
15 000	58 370	0,26	0,16
12 000	58 370	0,21	0,12
10 000	58 370	0,17	0,10
5000	58 370	0,09	0,05
2000	58 370	0,03	0,03
1000	58 370	0,02	0,02
0	58 370	0	0

По расчетным данным табл. 12.8 строится кривая буксования $\delta = f(P_{кр})$. В практической работе предлагается построить тяговую характеристику самостоятельно.

Расчет и построение основных графиков тяговой характеристики. Теоретические скорости движения трактора при номинальных оборотах двигателя n_n приведены в табл. 12.4. Действительные

скорости движения V (м/с) ниже теоретических из-за буксования трактора и рассчитываются по формуле 12.7. Тяговую мощность на крюке $N_{кр}$ и удельный крюковой расход топлива $g_{кр}$ (г/(кВт·ч) находим из выражений (12.8), (12.9).

В качестве примера ниже показан расчет для первой передачи при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Аналогично выполняем расчеты для других передач по восьми точкам.

$$V = \frac{3,14 \cdot 2000}{30 \cdot 72,820} \cdot 0,8 \cdot (1 - 0,23) = 1,77 \text{ м/с;}$$

$$N_{кр} = 10^{-3} \cdot 22\,275 \cdot 1,77 = 39,4 \text{ кВт;}$$

$$g_{кр} = \frac{10^3 \cdot 18,6}{39,4} = 470 \text{ г/(кВт \cdot ч).}$$

Значение $P_{кр}$ найдем из выражения (12.4):

$$P_{кр} = 31\,030 - 8755 = 22\,275 \text{ Н.}$$

Ему соответствует значение буксования 0,23 (23 %) (табл. 12.8).

Тяговый КПД трактора $\eta_{тяг}$ (%) рассчитываем по формуле (12.10). Ограничиваемся расчетом $\eta_{тяг}$ на первой передаче.

$$\eta_{тяг} = \frac{39,4}{90,1} 100 \% = 43,7 \%.$$

Результаты расчетов теоретической тяговой характеристики трактора сводим в табл. 12.9.

В табл. 12.9 полный расчет сделан на первых двух передачах. На 3, 4, 5 передачах рассчитаны параметры, требующие обращения к другим характеристикам и достаточно точного графического изображения. Поэтому предлагается рассчитать для указанных передач параметры граф 5, 6, 8 (формулы (12.7), (12.8), (12.9)), построить и проанализировать тяговую характеристику. В анализе отражается характер изменения буксования, тяговое усилие, при

котором оно начинает заметно расти, значения максимальной крюковой мощности на разных передачах и соответствующие им тяговые усилия, характер изменения действительной скорости движения трактора, часового и удельного расхода топлива, связь этих параметров с режимом работы двигателя, максимальное значение тягового КПД и соответствие этого значения тяговому классу трактора.

Таблица 12.9

Результаты расчета теоретической тяговой характеристики

Передача	Тяговое усилие на крюке $P_{кр}, Н$	Буксование $\delta, \%$	Частота вращения коленвала $n, мин^{-1}$	Действительная скорость движения $V, м/с$	Мощность $N_{кр}, кВт$	Расход топлива		Мощность $N_e, кВт$	Тяговый КПД $\eta_{тяг}, \%$
						$G_T, кг/ч$	$g_{кр}, г/(кВт \cdot ч)$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	0	2080	2,39	0	8,7	$\rightarrow \infty$	24	0
	7000	0,07	2050	2,19	15,3	11,5	749	44	34,9
	14 000	0,15	2030	1,98	27,8	14,8	533	65	42,7
	20 000	0,22	2010	1,80	36,1	17,5	485	83	43,4
	22 275	0,23	2000	1,77	39,4	18,6	470	90,1	43,7
	24 000	0,28	1850	1,53	36,8	17,8	484	89	41,3
	26 000	0,32	1540	1,20	31,3	17	543	75	41,7
	26 767	0,36	1200	0,88	23,6	14,0	593	61,9	38,2
2	0	0	2072	2,69	0	8,8	$\rightarrow \infty$	27	
	6000	0,06	2043	2,50	15,0	11,8	788	48	
	12 000	0,12	2023	2,31	27,8	15,5	558	74	
	18 000	0,19	2015	2,12	38,2	17,6	461	87	
	18 967	0,20	2000	2,08	39,5	18,6	470	90,1	
	20 000	0,22	1900	1,93	38,5	18,4	478	89	
	21 000	0,23	1770	1,77	37,2	17,7	476	83	
	22 982	0,26	1200	1,15	26,5	14,0	528	61,9	
3	0	0	2065			9,1		32	
	5000	0,05	2035			12		49	
	10 000	0,10	2020			14,9		65	
	14 000	0,15	2010			16,8		81	

Передача	Тяговое усилие на крюке $P_{кр}, Н$	Буксование $\delta, \%$	Частота вращения коленвала $n, мин^{-1}$	Действительная скорость движения $V, м/с$	Мощность $N_{кр}, кВт$	Расход топлива		Мощность $N_e, кВт$	Тяговый КПД $\eta_{тяг}, \%$
						$G_T, кг/ч$	$g_{кр}, г/(кВт·ч)$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	16 356	0,16	2000			18,6		90,1	
	18 000	0,19	1790			17,8		84	
	19 000	0,21	1600			16,4		78	
	19 992	0,23	1200			14,0		61,9	
4	0	0	2058			9,7		35	
	4000	0,03	2027			12,2		50	
	8000	0,08	2015			14,8		66	
	12 000	0,12	2007			17		83	
	13 774	0,14	2000			18,6		90,1	
	15 000	0,15	1840			17,7		86	
	16 000	0,16	1680			16,7		82	
	17 036	0,18	1200			14,0		61,9	
5	0	0	2050			10,5		39	
	3000	0,03	2020			12,2		52	
	6000	0,06	2012			14,8		66	
	9000	0,09	2005			17,2		80	
	11 384	0,11	2000			18,6		90,1	
	12 000	0,12	1900			18,3		88	
	13 000	0,13	1780			17,9		83	
	14 300	0,15	1200			14,0		61,9	

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Исходные данные (выданные преподавателем) для расчета и построения теоретической тяговой характеристики.
3. Расчет основных показателей теоретической тяговой характеристики на 4-5 основных рабочих передачах трактора.
4. График теоретической тяговой характеристики трактора.

5. Анализ рассчитанной теоретической тяговой характеристики трактора.

Контрольные вопросы

1. Что называется теоретической тяговой характеристикой трактора?

2. Что является основой для построения теоретической тяговой характеристики трактора?

3. Какие исходные данные необходимы для расчета теоретической тяговой характеристики трактора?

4. Из каких двух квадрантов состоит теоретическая тяговая характеристика трактора при построении графоаналитическим методом?

5. Графики изменения каких показателей наносятся на теоретическую тяговую характеристику трактора?

6. По каким зависимостям определяются: буксования δ ведущих колес (гусениц), действительная скорость движения V на передаче, мощность на крюке $N_{кр}$, удельный крюковой расход топлива $g_{кр}$ и тягового КПД $\eta_{тяг}$?

7. В каком порядке строится теоретическая тяговая характеристика трактора?

Практическая работа № 13

РАСЧЕТ, ПОСТРОЕНИЕ И АНАЛИЗ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы: изучить составляющие для расчета динамического фактора, методику расчета, построение и анализ динамической характеристики автомобиля.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой расчета динамического фактора автомобилей с дизельными и бензиновыми двигателями.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Расчет динамической характеристики автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля иллюстрирует его тягово-скоростные свойства при равномерном движении на разных передачах в различных дорожных условиях. Она представляет собой графики изменения динамического фактора D от скорости движения автомобиля V на разных передачах.

Различают динамический фактор по тяге D и по сцеплению $D_{\text{сц}}$. Динамическим фактором по тяге (далее динамический фактор) называют отношение разности касательной силы тяги автомобиля $P_{\text{к}}$ и силы сопротивления воздуха $P_{\text{в}}$ к весу автомобиля G :

$$D = \frac{P_{\text{к}} - P_{\text{в}}}{G}. \quad (13.1)$$

Основные расчеты и построения выполняются для указанного динамического фактора. Касательная сила тяги $P_{\text{к}}$ (Н) рассчитывается

«по двигателю» с использованием внешней скоростной характеристики дизельного или бензинового двигателя (практические работы № 10, 11):

$$P_k = \frac{M i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_k}, \quad (13.2)$$

где M – крутящийся момент двигателя при соответствующих оборотах, Н·м;

$i_{\text{тр}}$, $\eta_{\text{тр}}$ – передаточное число и КПД трансмиссии на рассчитываемой передаче соответственно;

r_k – расчетный радиус ведущих колес, м.

Скоростная характеристика может быть взята из технической документации, руководств по эксплуатации автомобилей, научной литературы. Для расчета динамической характеристики со скоростной мы снимаем значения крутящего момента при 5–7 значениях оборотов двигателя. Отметим, что в случае отсутствия скоростной характеристики двигателя связь между числом оборотов n_n , текущим значением числа оборотов n , номинальным крутящим моментом M_n и мощностью N_{en} , текущими значениями крутящего момента M и мощности N_e устанавливается зависимостями:

– для дизельного двигателя:

$$M = M_n \left[0,42 + 2,15 \left(\frac{n}{n_n} \right) - 1,57 \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right]; \quad (13.3)$$

$$N_e = M n / 9550; \quad (13.4)$$

– для двигателя с искровым зажиганием:

$$N_e = N_{en} \left[-0,2 + 2,0 \left(\frac{n}{n_n} \right) - 0,8 \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right]; \quad (13.5)$$

$$M = \frac{9550 N_e}{n}. \quad (13.6)$$

Сила сопротивления воздуха P_w (Н) зависит от коэффициента обтекаемости k_w ($\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$), площади лобовой поверхности F_a (м^2) автомобиля и скоростного режима движения. Определяется по формуле

$$P_w = k_w F_a V^2. \quad (13.7)$$

Значение скорости для рассматриваемого случая $V = V_{\max z}$ (м/с) и указано в задании.

Коэффициент обтекаемости у современных бортовых автомобилей $k_w = 0,50 \dots 0,70$, для автомобилей с кузовом фургон $k_w = 0,50 \dots 0,60$. Чем совершеннее аэродинамические формы автомобиля, тем ниже коэффициент обтекаемости.

Площадь лобовой поверхности F_a (м^2) может быть подсчитана по формуле

$$F_a = BH, \quad (13.8)$$

где B – колея задних колес, м;

H – высота автомобиля (по кабине), м.

Приближенно H можно выбирать из следующих значений:

– для автомобилей грузоподъемностью до 8000 кг $H = 2,0 \dots 2,6$ м;

– для автомобилей грузоподъемностью свыше 8000 кг $H = 3,0 \dots 3,7$ м.

Колея задних колес современных грузовых автомобилей номинальной грузоподъемностью 1–12 т составляет 1,45–2,00 м. Чем выше грузоподъемность, тем больше значение B . При грузоподъемности до 3 т можно принимать $B = 1,45 \dots 1,70$ м; при грузоподъемности 3–8 т – 1,70–1,85 м; при грузоподъемности свыше 8 т – 1,8–2,1 м.

Значение динамического фактора зависит от веса автомобиля. В первую очередь расчеты выполняем для порожнего автомобиля. Вес порожнего автомобиля G_c (Н) равен

$$G_c = gm_c, \quad (13.9)$$

где m_c – масса снаряженного автомобиля, кг.

Для построения динамической характеристики порожнего автомобиля необходимо выполнить:

1. Рассчитать или взять из скоростной характеристики двигателя 5–7 значений крутящего момента M для соответствующих значений частоты вращения коленчатого вала n .

2. Рассчитать соответствующие оборотам двигателя скорости движения автомобиля (м/с) по формуле

$$V = \frac{\pi n r_k}{30 i_{\text{тр}}} . \quad (13.10)$$

Расчет ведется для каждой передачи. Соответственно, берут и значения передаточного числа трансмиссии $i_{\text{тр}}$.

4. Рассчитать по формулам (13.2) и (13.7) значения касательной силы тяги P_k и силы сопротивления воздуха P_w .

5. Определить вес порожнего автомобиля по формуле (13.9).

6. Рассчитать значения динамического фактора для всех передач по формуле (13.1).

Результаты расчетов заносятся в табл. 13.1 (графы 1–7).

Таблица 13.1

Результаты расчета динамического фактора автомобиля

№ передачи	n , мин ⁻¹	V , м/с	M , Н·м	P_k , Н	P_w , Н	D , при	
						$\Gamma = 1$	Γ_{max}
1	2	3	4	5	6	7	8
	6–7 значений						

Общий вид динамической характеристики показан на рис. 13.1. Соответственно числу передач на характеристике наносят кривые динамического фактора.

Чем ниже номер передачи, то есть чем больше $i_{\text{тр}}$, тем выше расположение кривых динамического фактора вследствие увеличения P_k и уменьшения P_w . Слева кривые ограничены скоростью при минимальной частоте вращения коленчатого вала, при которой возможна работа двигателя, а справа скоростью при допустимой максимальной частоте вращения двигателя.

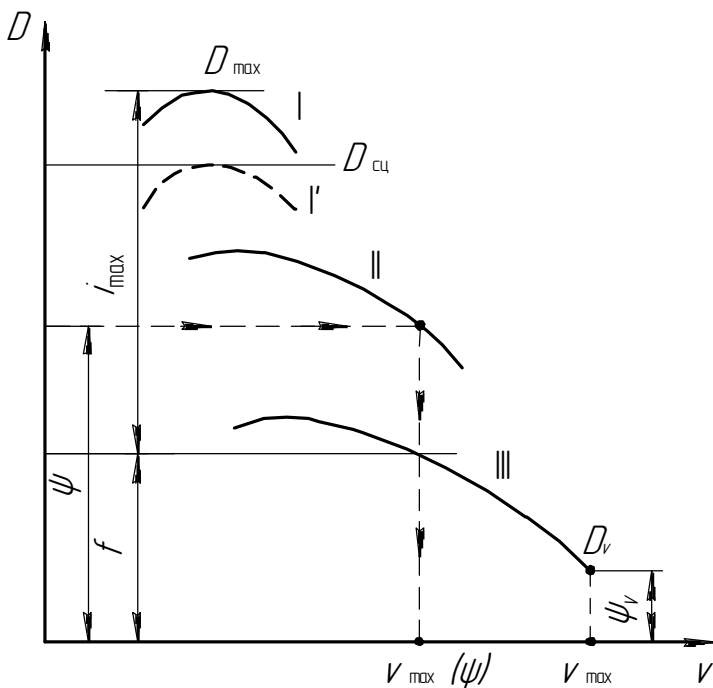


Рис. 13.1. Динамическая характеристика автомобиля с трехступенчатой трансмиссией

Точки перегиба кривых соответствуют работе двигателя при максимальном крутящем моменте M_{\max} .

Некоторые характерные параметры, важные для дальнейшего анализа:

D_{\max} , D_v – соответственно максимальное значение динамического фактора и минимальное при наибольшей скорости;

$V_{\max(\psi)}$ – максимальная скорость и номер передачи (II) при движении в заданных условиях (коэффициент ψ);

ψ – приведенный коэффициент сопротивления дороги;

f – коэффициент сопротивления качению;

i_{\max} – максимальный подъем, преодолеваемый в заданных условиях:

$$i_{\max} = D_{\max} - f. \quad (13.11)$$

Для установившегося движения

$$D = \psi. \quad (13.12)$$

Приведенный коэффициент сопротивления дороги ψ определяется из выражения:

$$\psi = f \pm i, \quad (13.13)$$

где i – уклон дороги. Значение уклона дороги $i = \operatorname{tg} \alpha$ является безразмерной величиной и для характерных уклонов дорог до 5° изменяется в пределах $0-0,087$. Здесь α – уклон дороги в градусах.

Также на приведенной динамической характеристике отмечена линия $D_{\text{сц}}$. Это возможное значение динамического фактора по сцеплению ведущих колес с дорогой. Недостаточное сцепление проявляется, как правило, при больших тяговых усилиях и малых скоростях движения. Поэтому пренебрегаем влиянием сопротивления воздуха и максимальное значение динамического фактора по сцеплению рассчитываем по формуле

$$D_{\text{сц}} = \lambda_{\text{к}} \varphi_{\text{сц}}. \quad (13.14)$$

Из рис. 13.1 видно, что на I передаче значения динамического фактора D выше $D_{\text{сц}}$. Следовательно, тронуться с места на I передаче невозможно из-за буксования ведущих колес. Для обеспечения возможности движения по сцеплению на I передаче необходимо уменьшить подачу топлива (перейти на частичный режим работы двигателя). При этом значение динамического фактора снижается, и его максимальное значение должно соответствовать кривой I'.

Расчет и построение универсальной динамической характеристики автомобиля

Динамическую характеристику для порожнего автомобиля дополняют и делают пригодной для анализа динамических качеств автомобиля при любой весовой нагрузке. Такая характеристика называется универсальной динамической характеристикой. На рис. 13.2 приведен образец такой характеристики для автомобиля с четырехступенчатой механической трансмиссии.

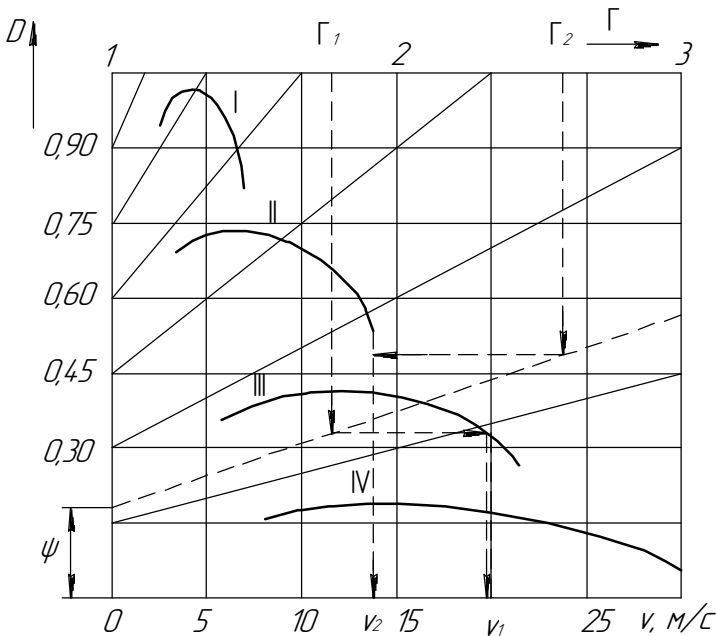


Рис. 13.2. Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Определяем коэффициент нагрузки автомобиля – Γ . Его значение равняется отношению рассматриваемой массы автомобиля (автомобиля) к массе снаряженного автомобиля (без прицепа). При порожнем автомобиле $\Gamma = 1$. При полной массе автомобиля (автомобиля) $\Gamma = \Gamma_{\max}$. Рассчитывается по формуле

$$\Gamma_{\max} = \frac{m_a}{m_c} \quad (13.15)$$

где m_a – полная масса автомобиля.

Порядок построения универсальной динамической характеристики:

1. Строим динамическую характеристику порожнего автомобиля.
2. По оси ординат выбираем характерную точку динамического фактора (например, $D = 1$) и проводим вторую ось абсцисс, на которой строим шкалу коэффициента нагрузки. При этом положение

точки Γ_{\max} на оси должно соответствовать или быть правее точки $V_{\max z}$ нижней оси абсцисс.

3. Равномерно разбив шкалу Γ , наносим координатную сетку.

4. Строим масштабные шкалы динамического фактора. Масштаб динамического фактора на любой вертикали, соответствующей любому значению $\Gamma > 1$, должен быть в Γ раз ниже, чем для порожнего автомобиля ($\Gamma = 1$). Значение динамического фактора будет также в Γ раз ниже. Например (рис. 13.2), если выбрать осью ординат вертикаль, проходящую через точку $\Gamma = 2$, то на ней масштаб динамического фактора должен быть в 2 раза меньше, чем для порожнего автомобиля. Поэтому на вертикали, соответствующей $\Gamma = 2$, откладываем отрезки в соответствии со шкалой для $\Gamma = 1$, но в 2 раза большей длины. Так, если длина отрезка на оси ординат при $\Gamma = 1$, соответствующая значению $D = 0,15$, равняется 10 мм, то на вертикали при $\Gamma = 2$ это будет 20 мм. Соединяем точки динамического фактора при $\Gamma = 1$ и $\Gamma = 2$ наклонными прямыми. Точки пересечения этих прямых с каждой вертикалью образуют свою масштабную шкалу динамического фактора для соответствующей нагрузки (Γ).

5. Рассчитываем значения динамического фактора при $\Gamma = \Gamma_{\max}$ путем деления значений динамического фактора при $\Gamma = 1$ (графа 7, табл. 13.1) на Γ_{\max} . Эти значения должны соответствовать точкам пересечения наклонных линий с вертикалью при $\Gamma = \Gamma_{\max}$.

Заполняем графу 8 табл. 13.1.

6. Оцениваем возможность реализации динамического фактора по сцеплению (формула (13.14)). При этом указываем, для каких дорожных условий сделана оценка (асфальт, сухая грунтовая дорога или др.).

С помощью универсальной динамической характеристики решаются задачи определения максимальной скорости движения при заданных приведенных коэффициентах сопротивления дороги ψ ($\psi = D$), определение максимального подъема i_{\max} , преодолеваемого на дороге с заданным коэффициентом f , определение передач, на которых может двигаться автомобиль в заданных условиях, определение наихудших дорожных условий движения автомобиля и др. На рис. 13.2 показано, что при заданном ψ и коэффициенте Γ_1 автомобиль может двигаться на III передаче со скоростью V_1 , а при Γ_2 , соответственно, на II передаче со скоростью V_2 .

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Автомобиль с бензиновым двигателем снаряженной массой 1928 кг и грузоподъемностью 1350 кг может двигаться с максимальной скоростью 22 м/с. Номинальная мощность двигателя 53,2 кВт при частоте вращения коленвала 3200 мин^{-1} . Коробка передач четырехступенчатая. Значения передаточных чисел и КПД трансмиссии для 1, 2, 3, 4 передач составляют соответственно: 26,58 и 0,894; 15,17 и 0,894; 8,57 и 0,894; 4,81 и 0,93. Оборудован колесами с шинами 175/75R16 со статическим радиусом колес $r_k = 0,316 \text{ м}$. Соотношение числа оборотов и крутящего момента соответствуют графам 2 и 4 табл. 13.2. Необходимо рассчитать, построить и проанализировать универсальную динамическую характеристику автомобиля.

Решение

Последовательно по формулам (13.2), (13.9), (13.7), (13.10), (13.1) рассчитываем касательную силу тяги, вес порожнего автомобиля, силу сопротивления воздуха, скорость движения, динамический фактор для каждой пары ($n-M$). Значение коэффициента обтекаемости принято равным 0,6. Площадь лобовой поверхности по аналогии с выбранным прототипом (автомобилем ГАЗ-3302 «Газель Бизнес») рассчитана по формуле

$$F_a = B \cdot H = 1,56 \cdot 2,120 = 3,31 \text{ м}^2.$$

Для первой передачи ($i_{\text{тp1}} = i_{\text{тp1}} = 26,85$) при частоте вращения коленчатого вала двигателя 640 мин^{-1} ($M = 133,36 \text{ Н}\cdot\text{м}$) касательная сила тяги равна

$$P_k = \frac{M i_{\text{тp1}} \eta_{\text{тp}}}{r_k} = \frac{133,36 \cdot 26,85 \cdot 0,894}{0,316} = 10130 \text{ Н}.$$

Вес порожнего автомобиля G_c (Н):

$$G_c = gm_c = 9,81 \cdot 1928 = 18\,914 \text{ Н}.$$

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = k_w F_a V^2 = 0,6 \cdot 3,31 \cdot 0,79^2 = 1,2 \text{ Н.}$$

Значение скорости:

$$V = \frac{\pi n r_k}{30 i_{\text{тр1}}} = \frac{3,14 \cdot 640 \cdot 0,316}{30 \cdot 26,85} = 0,79 \text{ м/с.}$$

Динамический фактор:

$$D = \frac{10130 - 1,2}{18913,7} = 0,54.$$

Подобный расчет выполнен для семи значений частоты вращения коленчатого вала двигателя на каждой передаче. Результаты расчетов отражены в табл. 13.2 (графы 1–7).

Таблица 13.2

Результаты расчета динамического фактора автомобиля

№ передачи	n, мин ⁻¹	V, м/с	M, Н·м	P _{кв} , Н	P _w , Н	D, при	
						Γ = 1	Γ _{max}
1	2	3	4	5	6	7	8
I	640	0,79	133,36	10 130	1,2	0,54	0,32
	1000	1,23	176,23	13 387	3,0	0,71	0,42
	1600	1,97	190,52	14 472	7,7	0,76	0,45
	2000	2,46	187,34	14 231	12,1	0,75	0,44
	2400	2,96	179,94	13 669	17,4	0,72	0,42
	2800	3,45	170,11	12 922	23,6	0,68	0,40
	3200	3,94	158,77	12 060	30,9	0,64	0,37
II	640	1,4	133,36	5723	3,9	0,30	0,18
	1000	2,18	176,23	7563	9,4	0,40	0,23
	1600	3,49	190,52	8177	24,2	0,43	0,25
	2000	4,36	187,34	8040	37,8	0,42	0,25
	2400	5,23	179,94	7723	54,4	0,41	0,24
	2800	6,10	170,11	7301	74,0	0,38	0,22
	3200	6,98	158,77	6814	96,7	0,36	0,21

№ передачи	n , мин ⁻¹	V , м/с	M , Н·м	P_K , Н	P_w , Н	D , при	
						$\Gamma = 1$	Γ_{\max}
1	2	3	4	5	6	7	8
III	640	2,47	133,36	3233	12,1	0,17	0,10
	1000	3,86	176,23	4273	29,6	0,22	0,13
	1600	6,17	190,52	4619	75,7	0,24	0,14
	2000	7,72	187,34	4542	118,3	0,23	0,14
	2400	9,26	179,94	4363	170,4	0,22	0,13
	2800	10,81	170,11	4124	231,9	0,21	0,12
	3200	12,35	158,77	3849	302,9	0,19	0,11
IV	640	4,40	133,36	1888	38,5	0,10	0,06
	1000	6,88	176,23	2495	93,9	0,13	0,07
	1600	11,00	190,52	2697	240,4	0,13	0,08
	2000	13,75	187,34	2652	375,6	0,12	0,07
	2400	16,50	179,94	2547	540,9	0,11	0,06
	2800	19,25	170,11	2408	736,2	0,09	0,05
	3200	22,00	158,77	2248	961	0,07	0,04

Полная масса автомобиля составляет 3278 кг. При порожнем автомобиле $\Gamma = 1$, а при полной массе автомобиля $\Gamma = \Gamma_{\max}$. По формуле (13.15) найдем

$$\Gamma_{\max} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{3278}{1928} = 1,7.$$

Рассчитываем значения динамического фактора при $\Gamma = \Gamma_{\max}$ путем деления значений динамического фактора при $\Gamma = 1$ (графа 7, табл. 13.2) на Γ_{\max} . При частоте вращения 640 мин⁻¹ и $\Gamma_{\max} = 1,7$ в рассматриваемом примере $D = 0,54/1,7 = 0,32$. Заполняем графу 8 табл. 13.2.

В соответствии с изложенным ранее порядком строим динамическую характеристику (рис. 13.3).

По сцеплению значение динамического фактора в соответствии с формулой (13.14) составит

$$D_{\text{сц}} = 0,7 \cdot 0,8 = 0,56.$$

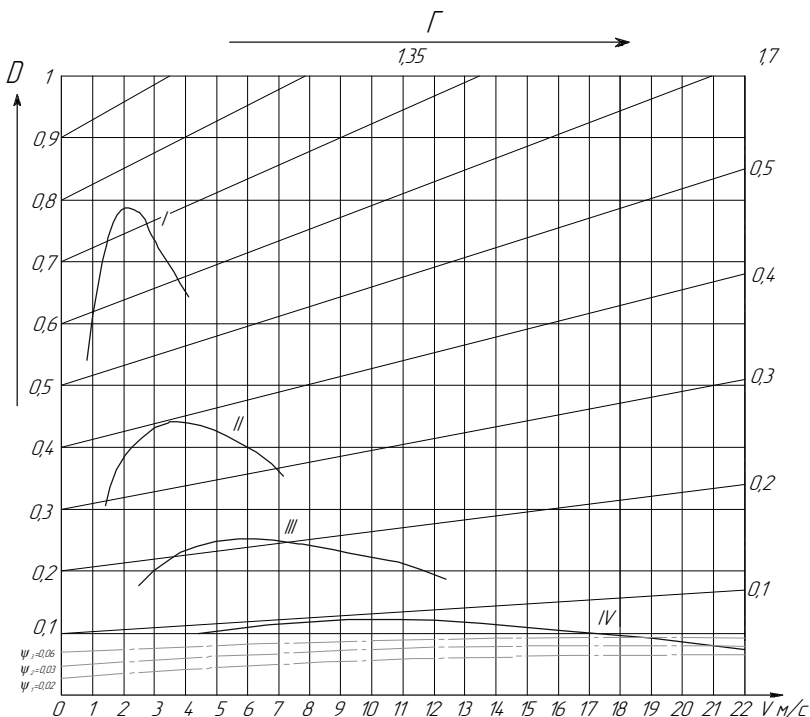


Рис. 13.3. Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Анализ универсальной динамической характеристики:

1. В хороших дорожных условиях ($\psi_1 = 0,02$, $\psi_2 = 0,03$, $\psi_3 = 0,06$) порожний автомобиль ($\Gamma = 1$) может двигаться соответственно на четырех передачах. Максимальная скорость составит 3,94 м/с на I передаче, 6,98 м/с на II передаче, 12,35 м/с на III передаче и 22 м/с на IV передаче. При полной нагрузке ($\Gamma = \Gamma_{\max}$) число передач и максимально возможные скорости снижаются и, например, на четвертой передаче при $\psi_2 = 0,03$ значение максимальной скорости составит 21 м/с, а при $\psi_3 = 0,06$... 18,5 м/с.

2. Максимальное значение динамического фактора «по двигателю» для порожнего автомобиля на первой передаче – $D_{\max 1} = 0,76$ при скорости 1,97 м/с, на второй – $D_{\max 2} = 0,44$ при скорости 3,49 м/с, на третьей – $D_{\max 3} = 0,25$ при скорости 6,17 м/с, на четвертой – $D_{\max 4} = 0,14$ при скорости 11 м/с. Однако наибольшее значение

динамического фактора по сцеплению колес с опорным основанием $D_{\text{сц}}$ составляет 0,56. Следовательно, на первой передаче работа автомобиля возможна на частичных режимах двигателя. С повышением нагрузки автомобиля динамический фактор снижается пропорционально коэффициенту нагрузки Γ .

3. На первой передаче значения динамического фактора для порожнего автомобиля составляют 0,54–0,76. Это невозможно реализовать по сцеплению колес с опорным основанием, колеса будут буксовать. Необходимо двигаться либо при пониженных оборотах двигателя, либо на более высокой передаче. Грузный автомобиль может двигаться на любой передаче (все значения $D < 0,56$).

4. При установившемся движении максимальный подъем в градусах, преодолеваемый автомобилем составляет

$$\alpha_{\text{max}} = \text{arctg} i_{\text{max}} = \text{arctg} (D_{\text{max}} - f).$$

Например, для сухой грунтовой дороги ($f = 0,03$) для III и IV передач по рис. 13.3 значения максимального динамического фактора для порожнего автомобиля ($\Gamma = 1$) составят 0,25 и 0,14 соответственно.

Тогда на III передаче

$$\alpha_{\text{max}} = \text{arctg} (0,25 - 0,03) \approx 12,4^\circ.$$

На IV передаче

$$\alpha_{\text{max}} = \text{arctg} (0,14 - 0,03) \approx 6,28^\circ.$$

Для груженого автомобиля ($\Gamma = 1,7$) значения максимального динамического фактора уменьшаются в 1,7 раза и составляют 0,147 и 0,082 соответственно. При этом максимальные углы подъема на III и IV передачах в заданных условиях равны:

$$\alpha_{\text{max}} = \text{arctg} (0,147 - 0,03) \approx 6,6^\circ;$$

$$\alpha_{\text{max}} = \text{arctg} (0,082 - 0,03) \approx 2,97^\circ.$$

Задача 2

Значения параметров скоростной характеристики дизельного двигателя автомобиля представлены в табл. 13.3.

Таблица 13.3

Параметры скоростной (регуляторной) характеристики дизельного двигателя автомобиля

n , мин ⁻¹	2500	2250	2000	1750	1500	1250
M , Н·м	365	379	397	401	398	394
N_e , кВт	105,2	99,3	83,1	73,5	62,5	51,0
G_T , кг/ч	37,2	34,4	27,7	24,0	20,8	17,5
g_e , г/(кВт·ч)	354	346	333	326	333	343

Рассчитать, построить и проанализировать динамическую характеристику на высшей и низшей передачах. Параметры автомобиля: масса снаряженного автомобиля – 3500 кг, грузоподъемность – 4000 кг, передаточные числа трансмиссии – 4,0 и 25,0; КПД – 0,9 и 0,8; статический радиус колес – 0,45 м; площадь лобовой поверхности – 5 м².

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Основные сведения о динамических характеристиках автомобилей, их расчете.
3. Отличия динамических характеристик порожнего и груженого автомобилей.
4. Решение задачи по построению универсальной динамической характеристики, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Что такое динамический фактор? Как его рассчитать?
2. В чем различие динамического фактора порожнего и груженого автомобиля?
3. Какие параметры скоростной характеристики двигателя необходимы для построения динамической характеристики?
4. Почему на первой передаче динамический фактор наиболее высокий?
5. Что можно проанализировать по динамической характеристике автомобиля?

Практическая работа № 14

РАСЧЕТ, ПОСТРОЕНИЕ И АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

Цель работы: изучить показатели топливной экономичности грузовых автомобилей, методику их расчета, построение и анализ экономической характеристики.

Материальное обеспечение: практикум, компьютерный класс.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методикой расчета показателей топливной экономичности автомобилей.
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

На расход топлива при работе автотранспорта влияют конструкционные, технические, эксплуатационные и другие факторы.

Одним из основных измерителей топливной экономичности автомобиля, как эксплуатационного свойства, является количество топлива Q_s , расходуемое на 100 км пути при равномерном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях.

Графики изменения расхода топлива Q_s от скорости движения V называются *экономической характеристикой автомобиля*. Она может быть построена для любой передачи, массы автомобиля, условий движения. В практической работе рассчитывается экономическая характеристика для груженого автомобиля массой m_a при движении на прямой (высшей) передаче при заданных значениях приведенного коэффициента сопротивления дороги ψ .

Расчет расхода топлива на 100 км пути (л/(100 км)) производится по формуле

$$Q_s = \frac{g'_e N'_e}{10^3 \rho_T} \frac{100}{3,6V} = \frac{g'_e N'_e}{36\rho_T V}, \quad (14.1)$$

где g'_e – удельный расход топлива, соответствующий данному нагрузочному режиму работы двигателя, г/(кВт·ч);

N'_e – мощность, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт;

ρ_T – плотность топлива, кг/л;

V – скорость движения, м/с.

Расчет и построение экономической характеристики производится на основе данных внешней скоростной характеристики дизельного или бензинового двигателя. Используются графики эффективной мощности и удельного расхода топлива. В отдельных случаях для расчетов могут использоваться формулы (13.3)–(13.6).

При движении автомобиля в неизменных дорожных условиях ($\psi = \text{const}$) изменение его скорости возможно только при изменении числа оборотов двигателя (изменение положения педали акселератора). В результате происходит отклонение показателей от значений показателей, соответствующих внешней скоростной характеристике. В частности, уменьшается мощность двигателя и возрастает удельный расход топлива.

Для расчета g'_e используем формулу

$$g'_e = g_e k, \quad (14.2)$$

где g_e – значение удельного расхода топлива по внешней скоростной характеристике двигателя, г/(кВт·ч);

k – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива от степени использования мощности двигателя, то есть от $\frac{N'_e}{N_e}$.

Здесь N_e – мощность двигателя по внешней скоростной характеристике.

Значения k можно определить по графику (рис. 14.1).

Мощность двигателя N'_e равняется сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления дороги P_ψ и воздуха P_w :

$$N'_e = \frac{(P_\psi + P_w)V}{10^3 \eta_{тр}}. \quad (14.3)$$

Значение КПД трансмиссии берется для прямой (высшей) передачи ($\eta_{тр} = \eta_{трз}$).

Значение P_ψ (Н) рассчитываем по формуле

$$P_\psi = \psi g m_a. \quad (14.4)$$

Пояснения по ψ даны в практической работе № 13. Силу сопротивления воздуха находим по формуле (13.7). Также в работе используем формулы (13.8), (13.9), (13.10).

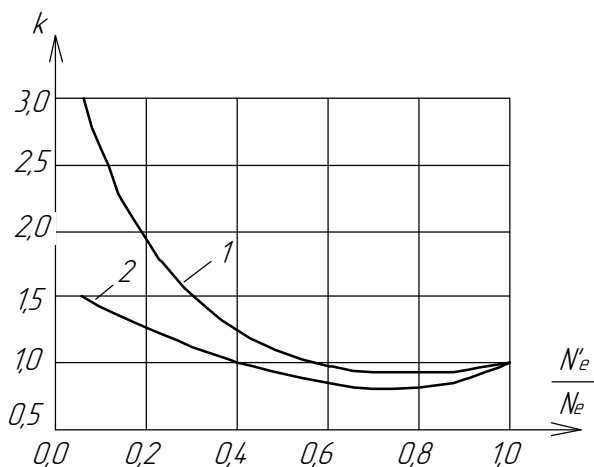


Рис. 14.1. Значение коэффициента k :
1 – для бензиновых двигателей; 2 – для дизелей

Порядок расчета и построения экономической характеристики следующий:

1. По внешней скоростной характеристике для 5–7 значений частоты вращения двигателя определяем удельный расход топлива g_e

и мощность двигателя N_e . Используем участок скоростной характеристики при $(0,3-0,4) n_n < n < n_n$.

2. По формуле (13.10) рассчитываем скорости движения автомобиля на прямой передаче при выбранных оборотах двигателя.

3. По формулам (14.4) и (13.7) рассчитываем силы сопротивления дороги и воздуха. Расчет P_ψ ведется для каждого заданного значения ψ . Сила P_w зависит от скорости движения.

4. Рассчитываем развиваемую двигателем мощность N'_e по формуле (14.3) для всех значений ψ и V .

5. Находим соотношения $\frac{N'_e}{N_e}$ при выбранных оборотах двигателя и определяем коэффициент k .

6. Рассчитываем текущий удельный расход топлива g'_e по формуле (14.2).

7. Определяем расход топлива на 100 км по формуле (14.1) для заданных дорожных условий (ψ). Значение плотности топлива для бензиновых двигателей принимаем 0,73 кг/л, для дизелей 0,85 кг/л.

Результаты заносим в табл. 14.1. Исходные данные заносятся в графы 1, 2, 6, 10. Таблица заполняется по мере выполнения расчетов.

Таблица 14.1

Результаты расчета расхода топлива

ψ	n мин ⁻¹	V м/с	P_ψ , H	P_w , H	N_e , кВт	N'_e , кВт	$\frac{N'_e}{N_e}$	k	g_e , г/(кВт·ч)	g'_e , г/(кВт·ч)	Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
(по заданию)	6–8 знач.										

Экономическая характеристика изображена на рис. 14.2.

Показано изменение расхода топлива Q_s при заданных значениях ψ в зависимости от скорости движения. На характеристике изображены также две резюмирующие кривые: огибающая кривая $a-a$ максимальных скоростей движения на разных дорогах, соответствующая полному использованию установленной мощности двигателя,

и кривая $c-c$ наиболее экономичных скоростей, соответствующих минимальному расходу топлива в заданных дорожных условиях. Из-за невозможности загрузки двигателя в хороших дорожных условиях максимальные скорости для некоторых условий будут одинаковыми (при $\psi \leq 0,04$). Если точки рассчитанных значений Q_s не накладываются на одну линию, то последняя проводится как средняя между точками.

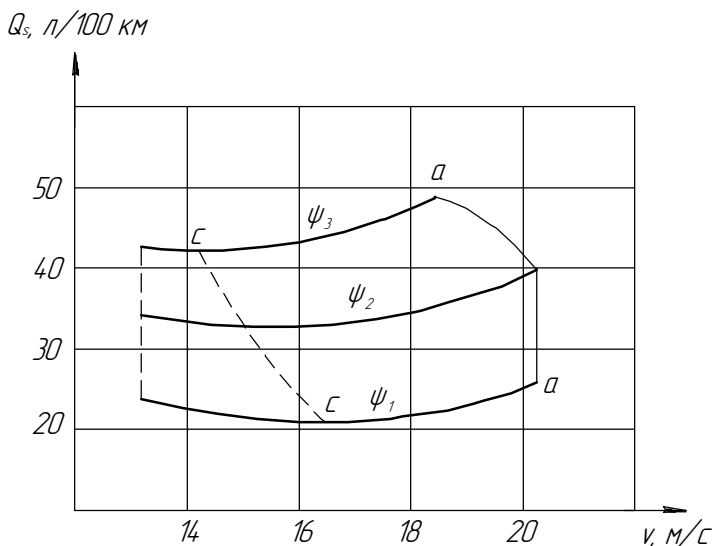


Рис. 14.2. Экономическая характеристика автомобиля

Необходимо также выполнить расчет контрольного расхода топлива на 100 км (формула (14.1)). В практической работе расчет выполняется для условий движения по хорошему асфальту ($\psi = 0,01$), скорости движения 60 км/ч (16,6–16,7 м/с) и соответствующих ей параметров скоростной характеристики двигателя. Полученное значение сравнивается с контрольным расходом топлива автомобиля-прототипа. По контрольному расходу рассчитывается объем бака (л), исходя из пробега S , равного 500–600 км:

$$V_6 = \frac{S Q_s}{100}.$$

Полученное значение округляется до числа, кратного пяти.

При анализе экономической характеристики оценивают минимальный возможный расход топлива в разных условиях движения, изменение расхода в зависимости от скорости, рациональные скорости движения, сравнивают экономичность с другими автомобилями.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Для автомобиля с параметрами, приведенными в задаче 1 практической работы № 13, рассчитываем показатели расхода топлива. Исходные данные из скоростной характеристики двигателя показаны в графах 2, 6, 10 (табл. 14.1). Расчет проведем для груженого автомобиля для дорожных условий при значениях приведенного коэффициента сопротивления дорог 0,02; 0,03; 0,06 и на прямой передаче. Соответствующие значения V и P_w (графы 3, 4 табл. 14.1) взяты из табл. 13.2.

Решение

Расчет выполняем для частот вращения коленчатого вала двигателя (0,3–0,4) $n_n < n < n_n$, что соответствует $n = 1000 \dots 3200 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем составляющие для расчета расхода топлива (формула (14.1)).

Пример расчета приведен для первой строчки исходных данных табл. 14.2.

Значение P_ψ (Н):

$$P_\psi = \psi g m_a = 0,02 \cdot 9,81 \cdot 3278 = 643 \text{ Н.}$$

Мощность двигателя N'_e равняется сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление сопротивления дороги P_ψ и воздуха P_w :

$$N'_e = \frac{(P_\psi + P_w)V}{10^3 \eta_{\text{тр}}} = \frac{(643 + 93,9) \cdot 6,88}{10^3 \cdot 0,93} = 5,45 \text{ кВт.}$$

Для $\psi = 0,02$ и $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ получаем

$$\frac{N'_e}{N_e} = \frac{5,45}{18,45} = 0,30.$$

Согласно графику изменения коэффициента k (рис. 14.1) при $\frac{N'_e}{N_e} = 0,3$ значение $k \approx 1,5$.

Следовательно, по формуле (14.2)

$$g'_e = 285,07 \cdot 1,5 = 427,61 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Расход топлива:

$$Q_s = \frac{g'_e N'_e}{10^3 \rho_T} \frac{100}{3,6 V} = \frac{g'_e N'_e}{36 \rho_T V} = \frac{427,61 \cdot 5,45}{36 \cdot 0,73 \cdot 6,9} = 12,9 \text{ л/100 км}.$$

Аналогичные расчеты выполнены для шести значений частоты вращения коленчатого вала двигателя и трех заданных дорожных условий. Результаты отражены в табл. 14.2.

Таблица 14.2

Результаты расчета расхода топлива

Ψ	n мин ⁻¹	V м/с	P_Ψ , H	$P_{\text{ш}}$, H	$N_{\text{э}}$, кВт	N'_e , кВт	$\frac{N'_e}{N_e}$	k	g_e , г/(кВт·ч)	g'_e , г/(кВт·ч)	Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0,02	1000	6,9	643	93,9	18,45	5,45	0,30	1,5	285,07	427,61	12,9
	1600	11,0	643	240,4	31,92	10,45	0,33	1,45	261,82	379,64	13,7
	2000	13,8	643	375,6	39,24	15,06	0,38	1,4	254,13	355,78	14,8
	2400	16,5	643	540,9	45,22	21,01	0,46	1,2	254,93	305,92	14,8
	2800	19,3	643	736,2	49,86	28,56	0,57	1	261,82	261,82	14,8
	3200	22,0	643	961	53,2	37,97	0,71	0,9	275,6	248,04	16,3
0,03	1000	6,9	965	93,9	18,45	7,83	0,42	1,35	285,07	384,84	16,7
	1600	11,0	965	240,4	31,92	14,26	0,45	1,25	261,82	327,28	16,1
	2000	13,8	965	375,6	39,24	19,82	0,51	1,05	254,13	266,84	14,6

ψ	n мин ⁻¹	V м/с	P_{ψ} Н	P_{ω} Н	N_e кВт	N'_e кВт	$\frac{N'_e}{N_e}$	k	g_e г/(кВт·ч)	g'_e г/(кВт·ч)	Q_s л/100 км
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	2400	16,5	965	540,9	45,22	26,72	0,59	0,98	254,93	249,83	15,4
	2800	19,3	965	736,2	49,86	35,21	0,71	0,9	261,82	235,64	16,4
	3200	22,0	965	961	53,2	45,58	0,86	0,85	275,6	234,26	18,5
0,06	1000	6,9	1949	93,9	18,45	15,11	0,82	0,8	285,07	228,06	19,1
	1600	11,0	1949	240,4	31,92	25,90	0,81	0,8	261,82	209,46	18,8
	2000	13,8	1949	375,6	39,24	34,38	0,88	0,9	254,13	228,72	21,8
	2400	16,5	1949	540,9	45,22	44,18	0,98	1	254,93	254,93	26,0
	2800	19,3	1949	736,2	49,86	55,59	1,11	–	261,82	–	–
	3200	22,0	1949	961	53,2	68,87	1,29	–	275,6	–	–

При расчете показателей экономической характеристики получено, что при $\psi = 0,06$ и частоте вращения коленчатого вала двигателя, превышающей 2800 мин⁻¹, $N'_e > N_e$. Следовательно, двигатель перегружен и автомобиль не может двигаться в заданных дорожных условиях при таких оборотах двигателя.

По результатам (табл. 14.2) строим экономическую характеристику автомобиля (рис. 14.3). Показано изменение расхода топлива Q_s при заданных значениях ψ в зависимости от скорости движения.

Точками отражены результаты расчетов. Графики изменения расхода топлива построены как средние линии между расчетными точками.

На характеристике изображены также две резюмирующие линии: огибающая $a-a$ максимальных скоростей движения на разных дорогах, соответствующая полному использованию установленной мощности двигателя, и $c-c$ наиболее экономичных скоростей, соответствующих минимальному расходу топлива в заданных дорожных условиях.

Выполняем расчет контрольного расхода топлива на 100 км. При скорости 60 км/ч (16,5 м/с) и $\psi = 0,01$ (хороший асфальт) на прямой передаче $\eta_{\text{пр}} = 0,93$ мощность двигателя составит

Экономическая характеристика автомобиля

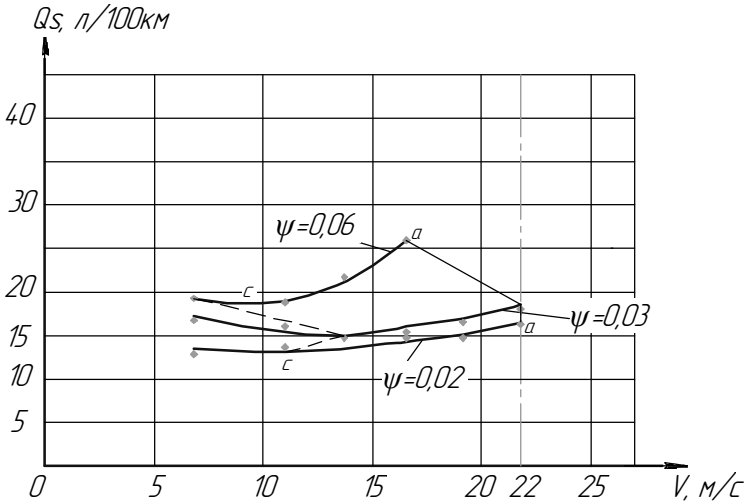


Рис. 14.3. Экономическая характеристика автомобиля

$$N'_e = \frac{(P_\psi + P_w) V}{10^3 \eta_{\text{тр}}} = \frac{(321,6 + 540,7) \cdot 16,5}{10^3 \cdot 0,93} = 15,3 \text{ кВт.}$$

Значение P_ψ (Н) рассчитано при $\psi = 0,01$:

$$P_\psi = \psi g m_a = 0,01 \cdot 9,81 \cdot 3278 = 321,6 \text{ Н.}$$

Значение P_w (Н) рассчитано по формуле (13.7):

$$P_w = k_\psi F_a V^2 = 0,6 \cdot 3,31 \cdot 16,5^2 = 540,7 \text{ Н.}$$

Значение N_e при оборотах коленчатого вала двигателя 2400 мин^{-1} соответствующих скорости автомобиля $16,5 \text{ м/с}$ составляет $45,22 \text{ кВт}$.

Находим соотношения $\frac{N'_e}{N_e} = \frac{15,3}{45,22} = 0,34$ и определяем коэффициент $k = 1,45$ (рис. 14.1).

Удельный расход топлива g'_e :

$$g'_e = g_e k = 254,93 \cdot 1,45 = 369,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Значение $g_e = 254,9 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ (см. табл. 14.2).

По формуле (14.1) определяем контрольный расход топлива:

$$Q_s = \frac{g'_e N'_e}{10^3 \rho_T} \frac{100}{3,6 V} = \frac{g'_e N'_e}{36 \rho_T V} = \frac{369,6 \cdot 15,3}{36 \cdot 0,73 \cdot 16,5} = 13,04 \text{ л/100 км}.$$

У автомобиля-прототипа (ГАЗ-3302) контрольный расход топлива составляет 13 л/100 км. Получен удовлетворительный результат.

По контрольному расходу рассчитывается объем бака исходя из пробега S , равного 500–600 км:

$$V_6 = \frac{S Q_s}{100} = \frac{600 \cdot 13,04}{100} = 78,25 \text{ л}.$$

Полученное значение округляется до числа, кратного пяти.

Принимаем $V_6 = 80 \text{ л}$.

Анализ экономической характеристики автомобиля:

1. Расход топлива на 100 км зависит от условий движения. При заданных значениях $\psi_1 = 0,02$, $\psi_2 = 0,03$, $\psi_3 = 0,06$ минимальные значения расхода топлива на 100 км для проектируемого автомобиля составляют 12,9; 14,6; 18,8 л соответственно. Эти расходы обеспечиваются при скоростях движения 6,9; 13,8; 11,0 м/с. Линия $c-c$ соответствует минимальным значениям расхода топлива на 100 км пути.

2. Характер кривых расхода топлива зависит от удельного расхода топлива и изменения сопротивления движению в зависимости от скорости. Увеличение расхода топлива левее линии $c-c$ связано с переходом на менее экономичные режимы работы двигателя, а правее линии $c-c$ – в основном из-за роста силы сопротивления воздуха, которая пропорциональна квадрату скорости.

3. Линия $a-a$ отражает расход топлива в соответствующих условиях при максимальных скоростях движения автомобиля. Для заданных значений $\psi_1 = 0,02$, $\psi_2 = 0,03$, $\psi_3 = 0,06$ значения этих скоростей составляют 22; 22; 16,5 м/с. Слева линии расхода

топлива ограничены при минимальной устойчивой скорости движения автомобиля.

4. Контрольный расход топлива проектируемого автомобиля составляет 13,04 л/100 км. У автомобиля-прототипа (ГАЗ-3302 «Газель Бизнес») этот расход составляет 13 л/100 км. Необходимая емкость бака проектируемого автомобиля 80 л.

Задача 2

В соответствии с исходными данными задачи 2 практической работы № 13 рассчитать, построить и проанализировать экономическую характеристику груженого автомобиля ($m_a = 7500$ кг) с дизельным двигателем на прямой высшей передаче при значениях приведенного коэффициента сопротивления дороги $\psi = 0,03$ и $\psi = 0,07$. Использовать полученные в указанной работе значения скорости движения, силы сопротивления воздуха, а также сведения скоростной характеристики: обороты двигателя, мощность, удельный расход топлива.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об экономической характеристике автомобиля и методике ее расчета.
3. Решение задачи по построению экономической характеристики, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Какой график называют экономической характеристикой двигателя?
2. Какие параметры скоростной характеристики двигателя необходимы для расчета и построения экономической характеристики?
3. Почему расход топлива автомобиля не постоянен и изменяется при изменении скорости движения?
4. Почему при равном числе оборотов различается мощность двигателя и удельный расход топлива по внешней скоростной характеристике и при движении автомобиля?
5. Для каких условий рассчитывают контрольный расход топлива автомобиля?

Практическая работа № 15

РАСЧЕТ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ УСТОЙЧИВОСТИ ТРАКТОРА (АВТОМОБИЛЯ)

Цель работы: изучить основные показатели устойчивости трактора (автомобиля), методику их расчета.

Материальное обеспечение: практикум, измерительная экспериментальная аппаратура, стандарты, компьютерные программы.

Порядок выполнения практической работы

1. Ознакомиться с основными положениями и методиками расчета показателей устойчивости трактора (автомобиля).
2. Изучить применение методики расчета с использованием приведенного примера.
3. По заданию преподавателя решить задачи. Проанализировать результаты.
4. Оформить отчет.

Общие сведения

Устойчивость тракторов и автомобилей характеризуется их способностью работать на продольных и поперечных уклонах без опрокидывания и сползания.

Различают продольную и поперечную устойчивость тракторов и автомобилей.

Наибольший угол подъема, на котором трактор или автомобиль может стоять без опрокидывания, назовем предельным статическим углом подъема и обозначим его α_n . Схема внешних сил и моментов, действующих в этом случае на колесный трактор, показана на рис. 15.1, а.

Опрокидывание наступает, когда передние колеса трактора полностью разгружаются и действующая на них нормальная реакция дороги Y_n равна нулю. Вся весовая нагрузка воспринимается задними колесами, поэтому на них действует нормальная реакция дороги $Y_k = G \cos \alpha_n$. Под влиянием составляющей веса $G \sin \alpha_n$ трактор стремится скатиться вниз. Для предотвращения этого к его задним

колесам приложена тормозная сила P_T . Скатыванию трактора препятствует также момент сопротивления качению задних колес M_{fk} , действующий, как показано на схеме, по ходу часовой стрелки. Влияние его невелико, поэтому при расчетах им можно пренебречь.

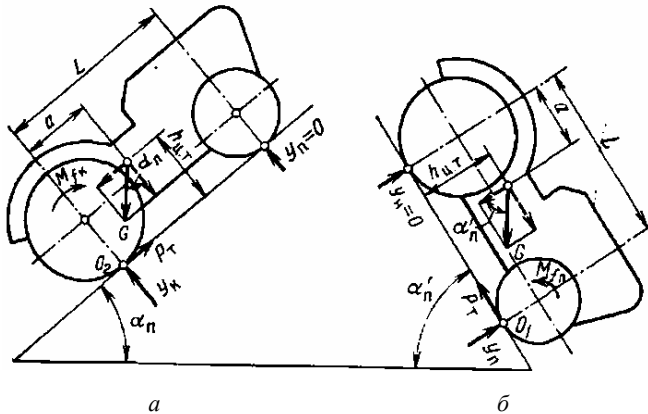


Рис. 15.1. Схема сил, действующих на остановившийся трактор: а – колесный на предельном подъеме; б – колесный на предельном уклоне

Из условия равновесия трактора относительно возможной оси опрокидывания O_2 имеем

$$G \cos \alpha_n a - G \sin \alpha_n h_{ц.т.} = 0, \quad (15.1)$$

где a и $h_{ц.т.}$ – продольная и вертикальная координаты центра тяжести трактора соответственно.

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_n = a / h_{ц.т.} \quad (15.2)$$

Аналогично для трактора на уклоне опрокидывание возможно при $Y_k = 0$ и, соответственно, при $\sum M_{o_2} = 0$ имеем

$$G \cos \alpha'_n (L - a) - G \sin \alpha'_n \cdot h_{ц.т.} = 0; \quad (15.3)$$

$$\operatorname{tg}\alpha'_n = \frac{L-a}{h_{\text{ц.т.}}} \quad (15.4)$$

Для универсальных колесных тракторов $\alpha_n = 35^\circ \dots 40^\circ$, $\alpha'_n = 60^\circ$ и больше. Приблизительно в этих же пределах находятся рассматриваемые углы для грузовых автомобилей, работающих с установленной для них номинальной грузоподъемностью при равномерном распределении груза по платформе.

Продольная устойчивость при стоянке на подъемах и уклонах может быть нарушена не только в результате опрокидывания машины, но и в результате ее сползания, когда максимально возможная в данных условиях тормозная сила P_{Tmax} недостаточна для удержания машины на наклонной поверхности.

Выразив тормозную силу через составляющие веса трактора и коэффициент сцепления $\varphi_{\text{цн}}$, получим, что предельные углы устойчивости трактора по сползанию при наличии тормозов только на задних колесах определяются из выражений

$$\operatorname{tg}\alpha_\varphi = \frac{\varphi_{\text{цн}}(L-a)}{L - \varphi_{\text{цн}} h_{\text{цт}}},$$

$$\operatorname{tg}\alpha'_\varphi = \frac{\varphi_{\text{цн}}(L-a)}{L + \varphi_{\text{цн}} h_{\text{цт}}}.$$

Если тормоза установлены на всех колесах и сцепные качества передних и задних колес одинаковы, то максимальная тормозная сила на подъеме и уклоне имеет одно и то же значение $P_{\text{Tmax}} = \varphi_{\text{цн}} G \cos\alpha_\varphi$. В этом случае условия сползания на подъеме и уклоне одинаковы, то есть $\operatorname{tg}\alpha_\varphi = \operatorname{tg}\alpha'_\varphi = \varphi_{\text{цн}}$.

В действительности предельные углы устойчивости при движении на подъем ниже α_n , так как разгрузка переднего моста ограничена условием управляемости.

Для сохранения удовлетворительной управляемости трактора нормальная реакция дороги на его передние колеса должна быть не ниже значения $Y_n = (0,15 \dots 0,20) G$.

Значения углов $\alpha_{\text{упр}}$ следует находить для конкретных агрегатов и заданных условий работы. При их определении можно использовать метод последовательного подсчета реакций $Y_{\text{п}}$ при разных значениях углов подъема, постепенно возрастающих до тех пор, пока значение реакции будет ниже допустимого минимального предела.

Поперечная устойчивость. Предельным статическим углом поперечного уклона назовем наибольший угол уклона, на котором трактор или автомобиль может стоять, не опрокидываясь набок и не сползая вниз. Угол поперечного уклона, на котором машина начинает опрокидываться, обозначим $\beta_{\text{п}}$, а угол, на котором она начинает сползать, — $\beta_{\text{ф}}$.

На рис. 15.2 изображена схема внешних сил и реакций, действующих на колесный трактор, стоящий на предельном поперечном уклоне. Угол $\beta_{\text{п}}$ можно определить из условия, что опрокидывание начнется, когда нормальная реакция почвы Y'' на колеса, расположенные в верхней части уклона, снизится до нуля.

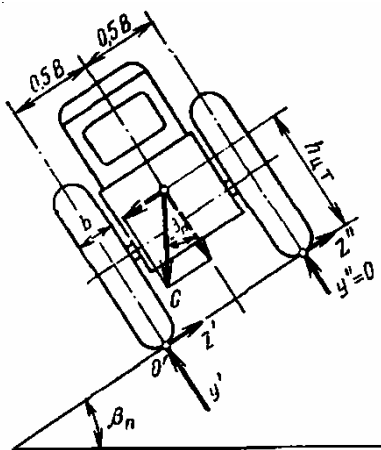


Рис. 15.2. Схема сил, действующих на колесный трактор при стоянке на предельном поперечном уклоне

Уравнение моментов относительно возможной оси O' опрокидывания имеет вид:

$$G \sin \beta_{\text{п}} h_{\text{ц.т}} - 0,5G \cos \beta_{\text{п}} = 0. \quad (15.5)$$

Следовательно:

$$\operatorname{tg}\beta_{\Pi} = 0,5B / h_{\text{ц.т.}}, \quad (15.6)$$

где B – ширина колеи трактора.

При выводе этой формулы было принято, что центр тяжести трактора находится в продольной плоскости симметрии его колес.

Колесные тракторы имеют, как правило, регулируемую ширину колеи. В зависимости от ширины колеи изменяются значения предельных статических углов поперечного уклона. При расстановке колес на основной размер колеи для тракторов с колесной формулой 4×2 и 4×4 значения этих углов находятся в пределах 40°–50°.

Предельные углы поперечного уклона по сползанию β_{ϕ} определим из уравнения проекций сил, действующих в поперечной плоскости:

$$G \sin \beta_{\phi} = Z' + Z'' = \varphi_z (Y' + Y'') = \varphi_z G \cos \beta_{\phi}, \quad (15.7)$$

где β_{ϕ} – коэффициент сцепления движителей в поперечной плоскости.

Следовательно:

$$\operatorname{tg}\beta_{\phi} = \varphi_z. \quad (15.8)$$

Для увеличения боковой устойчивости колесных тракторов заводскими инструкциями предусматривается расстановка колес на возможно более широкую колею при выполнении транспортных работ и при движении на склонах. В этих условиях требуется особая осторожность и аккуратность в вождении трактора. Расчет выполняется по формулам (15.5)–(15.8).

В динамике

$$\beta_{\text{дин}} = (0,4 \dots 0,6)\beta_{\text{ст.}}$$

Тракторы с колесной формулой 4×4б, гусеничные имеют свои особенности расчета устойчивости. Для автомобилей при расчете устойчивости учитывают инерционные силы, определяют предельные

скорости на повороте, рассчитывают условия возникновения заноса и потери управляемости.

Обычные тракторы, не оборудованные специальными приспособлениями для предупреждения опрокидывания, могут работать на склонах крутизной не более 12° (гусеничные) и 8° (колесные). Для работы на более крутых поперечных склонах (до 20°) созданы крутосклонные модификации тракторов. Устойчивое движение по поперечному склону крутосклонного колесного трактора обеспечивается механизмом выравнивания, выполненным в виде поворотных конечных передач и параллелограммной подвески переднего моста.

Задачи

Задача 1 (пример расчета)

Определить предельный угол для трактора 4×4 по опрокидыванию в статике на подъеме и уклоне в соответствии со схемой (рис. 15.3).

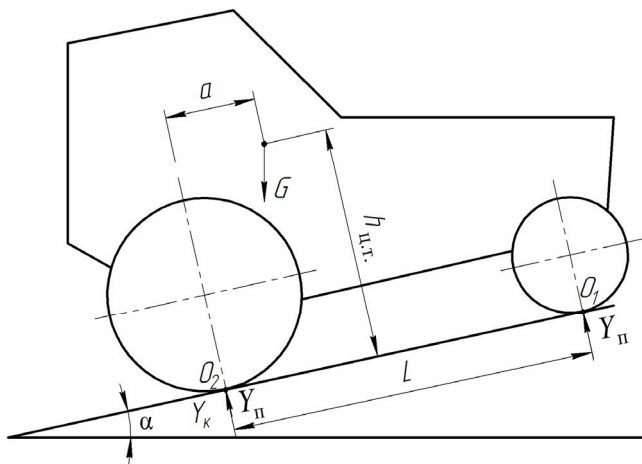


Рис. 15.3. Схема сил, действующих на остановившийся трактор на предельном подъеме

Исходные данные: $G = 45$ кН; $a = 1$ м; $h_{ц.т.} = 0,9$ м; $L = 2,5$ м.

Решение

На подъеме предельный угол определяется при условии $Y_{п} = 0$. На основании формул (15.1), (15.2) получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{h_{\text{ц.т.}}} = \frac{1}{0,9} = 1,11;$$

$$\alpha = 47^\circ.$$

На уклоне предельный угол определяется при условии $Y_k = 0$. На основании формул (15.3), (15.4) получим

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{L - a}{h_{\text{ц.т.}}} = \frac{2,5 - 1}{0,9} = 1,67;$$

$$\alpha' = 59^\circ.$$

Анализ. Предельные углы для колесных тракторов 4×2а, 4×4 на подъеме 35°–40°, на уклоне $\geq 60^\circ$. На подъеме предельный угол значительно выше рекомендуемых, на уклоне близок к допустимому. Рекомендуется перераспределить положение центра тяжести трактора. Это может быть осуществлено использованием заднего навесного орудия, разгрузкой переднего моста, уменьшением балласта, догрузкой заднего моста балластом, заливкой жидкости в задние шины и др.

Задача 2

Определить предельный угол поперечного уклона для трактора по опрокидыванию в статике и динамике (рис. 15.4).

Исходные данные: $G = 45$ кН; $B = 1,8$ м; $l = 0,1$ м; $h_{\text{ц.т.}} = 0,9$ м; l – смещение центра давления от середины колес.

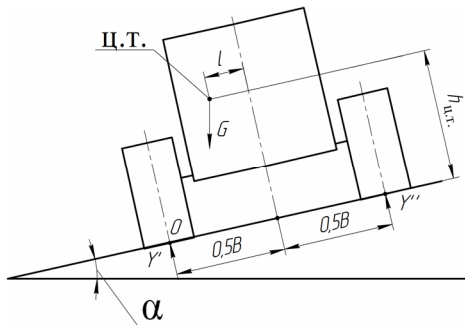


Рис. 15.4. Схема сил, действующих на трактор при стоянке на предельном уклоне

Задача 3

Определить массу буксируемого по слежавшейся пахоте прицепа $G_{\text{пр}}$ трактором 4×4а при допустимой нагрузке на средний мост (рис. 15.5).

Исходные данные: $G = 45$ кН; $a = 1$ м; $L = 2,57$ м; $h_{\text{кр}} = 0,5$ м.

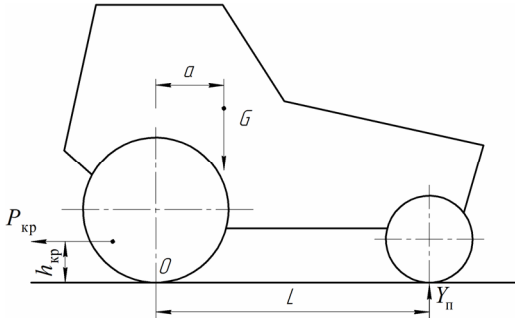


Рис. 15.5. Схема сил, действующих на трактор при буксировании прицепа

Задача 4

Определить угол поперечного уклона по опрокидыванию в статике при разной колее трактора (см. рис. 15.4).

Исходные данные: $B_1 = 1,4$ м; $B_2 = 2,8$ м; $h_{\text{цт}} = 0,8$ м; $l = 0$.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Сведения об устойчивости трактора (автомобиля), методике расчета предельных углов устойчивости.
3. Расчет устойчивости трактора (автомобиля) по рекомендуемым задачам, анализ результатов.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под устойчивостью трактора (автомобиля)?
2. Что понимается под поперечной устойчивостью трактора (автомобиля)?
3. Что понимается под продольной устойчивостью трактора (автомобиля)?
4. Какие рекомендуются значения углов устойчивости трактора (автомобиля)?
5. Какие факторы влияют на устойчивость трактора (автомобиля)?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тракторы и автомобили. Практикум : учебно-методическое пособие : в 4 ч. / Г. И. Гедроить [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2023. – ч. 1. – 196 с.
2. Тракторы и автомобили. Практикум : учебно-методическое пособие : в 4 ч. / Г. И. Гедроить [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2023. – ч. 2. – 236 с.
3. Тракторы и автомобили. Практикум : учебно-методическое пособие : в 4 ч. / Г. И. Гедроить [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2024. – Ч. 3. – 148 с.
4. Шабуня, Н. Г. Основы теории и расчета тракторных и автомобильных двигателей : пособие / сост.: Н. Г. Шабуня, В. Е. Тарасенко, Т. А. Варфоломеева. – Минск : БГАТУ, 2013. – 192 с.
5. Карташевич, А. Н. Теория автомобилей и двигателей : учебное пособие / А. Н. Карташевич, Г. М. Кухаренок, А. А. Рудашко. – Минск : РИПО, 2018. – 307 с.
6. Конструкция тракторов и автомобилей : пособие / сост.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2012. – 816 с.
7. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний : ГОСТ 7057–2001. – Взамен ГОСТ 7057–81 ; введ 01.01.2003. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 8 с.
8. Тракторы сельскохозяйственные: определение тяговых показателей : ГОСТ 30745–2001 (ИСО 789–9–90). – Введ. 01.01.2003. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2002. – 12 с.
9. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы и пояснения к ним : ГОСТ 27021–86. – Введ. 01.07.1986. – М. : Издательство стандартов. – 6 с.
10. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву : ГОСТ 26955–86. – Введ. 01.01.1987. – Минск : Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2018. – 7 с.
11. Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву : ГОСТ 26953–86. – Введ. 01.01.1987. – Минск : Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2018. – 11 с.
12. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального нормального напряжения в почве :

ГОСТ 26954–2019. – Введ. 01.03.2021. – Минск : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2021. – 4 с.

13. Устройство тракторов : учебник / А. Н. Карташевич [и др.]. – Минск : РИПО, 2020. – 463 с.

14. Тракторы и автомобили [Электронный ресурс] : электронный учебно-методический комплекс / сост.: Ю. Д. Карпиевич, Г. И. Гедроить, Ю. М. Жуковский. – Минск : БГАТУ, 2014. – Электронные данные (241 697 451 байт).

15. БЕЛАРУС 3522 с двигателями Caterpillar C9.3B, Cummins QSL8.9-C360-III, Deutz TCD2013L064V: 3522-0000020PЭ : руководство по эксплуатации. – Минск, 2022. – 445 с.

16. БЕЛАРУС 1221Г.2/1221.2/122113.2/1221.3/1221.4 : 1221-0000010БРЭ : руководство по эксплуатации. – Минск, 2019. – 388 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Значение коэффициентов, характеризующих тягово-сцепные свойства мобильных машин

Таблица П.1

Значения коэффициента сопротивления качению и коэффициента сцепления
ведущих колес автомобиля с опорной поверхностью

Дорожное покрытие	Состояние	Коэффициент сопротивления качению f	Коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$
Асфальтобетон	сухой	0,01–0,02	0,70–0,80
	мокрый		0,45–0,55
Бульжное	сухое	0,025–0,050	0,40–0,55
Щебенчатое	сухое	0,020–0,025	0,50–0,70
	мокрое		0,30–0,50
Грунтовая дорога	сухая	0,025–0,035	0,40–0,60
	мокрая	0,05–0,15	0,20–0,45
Песок		0,06–0,30	0,20–0,50
Снег	укатанный	0,03–0,05	0,15–0,25
Лед	гладкий	0,015–0,03	0,08–0,20

Таблица П.2

Значения коэффициента сопротивления качению и коэффициента сцепления
двигателей тракторов с опорной поверхностью

Тип опорной поверхности	Тракторы			
	колесные		гусеничные	
	f	$\varphi_{сц}$	f	$\varphi_{сц}$
Сухая грунтовая дорога	0,03–0,05	0,65–0,8	0,05–0,07	0,9–1,1
Целина	0,05–0,07	0,7–0,9	0,06–0,07	1,0–1,2
Залежь (2-3-летняя)	0,06–0,08	0,7–0,8	0,06–0,07	0,9–1,1
Стерня	0,08–0,12	0,6–0,8	0,07–0,08	0,8–1,0

Окончание таблицы П.2

Тип опорной поверхности	Тракторы			
	колесные		гусеничные	
	f	$\varphi_{\text{сц}}$	f	$\varphi_{\text{сц}}$
Свежевспаханное поле	0,18–0,22	0,3–0,5	0,08–0,14	0,5–0,7
Слежавшаяся пахота	0,10–0,14	0,5–0,6	0,07–0,09	0,6–0,8
Поле, подготовленное под посев	0,12–0,18	0,4–0,6	0,09–0,12	0,6–0,7

Учебное издание

Гедроить Геннадий Иванович,
Захаров Александр Викторович,
Костенич Валерий Геннадьевич и др.

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ.
ПРАКТИКУМ

В четырех частях

Часть 4

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *Г. И. Гедроить*
Редактор *Д. О. Михеева*
Корректор *Д. О. Михеева*
Компьютерная верстка *Д. А. Пекарского*
Дизайн обложки *А. А. Покало*

Подписано в печать 23.10.2024. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 10,93. Уч.-изд. л. 8,55. Тираж 99 экз. Заказ 408.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–1, 220012, Минск.