МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ
(Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

В.А. Оберемок, В.А. Исмаилов, А.М. Аванесян

Теория наземных транспортно-технологических средств

Учебное пособие

Зерноград – 2024

УДК. 621.431.73

Печатается по решению методической комиссии по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет» в г. Зернограде

Рецензенты:
д-р техн. наук, профессор кафедры
«Технологии и средства механизации АПК»
АЧИИ ФГБОУ ВО Донской ГАУ ***Несмиян А.Ю.,***
канд. техн. наук, зав. отделом испытаний тракторов и сельскохозяйственных машин ФГБУ «Северо-Кавказская зональная МИС» ***Олдырев С.М.***

Оберемок В.А. Теория наземных транспортно-технологических средств: учебное пособие / В.А. Оберемок, В.А. Исмаилов, А.М. Аванесян. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2024. – 202 с.

Учебное пособие предназначено для студентов очного и заочного обучения по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства. Оно может быть использовано и для других направлений подготовки, учебные планы которых предусматривают изучение теории автомобилей и тракторов.

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры эксплуатации и технического сервиса наземных транспортно-технологических средств.
Протокол № 3 от 14.11.2023 г.

Рассмотрено и одобрено методическим советом Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО Донской ГАУ.
Протокол № 3 от 28.11. 2023 г.

© Оберемок В.А., Исмаилов В.А., Аванесян А.М., 2024
© Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2024

СОДЕРЖАНИЕ

		ВВЕДЕНИЕ……	8
1		**Эксплуатационные свойства наземных транспортно-технологических средств……..**	11
	1.1	Общие понятия об эксплуатационных свойствах наземных транспортно-технологических средств……...	11
	1.2	Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность…..	12
	1.3	Общетехнические показатели…….	15
	1.4	Специальные свойства транспортно-технологических машин……	16
2		**Агроэкологические качества машин…….**	19
	2.1	Физико-механические свойства почвы…….	19
	2.2	Воздействие ходовых систем на почву и урожайность сельскохозяйственных культур……..	23
	2.3	Показатели уплотняющего воздействия движителей на почву……	25
	2.4	Способы снижения последствий уплотняющего воздействия движителей на почву……..	27
3		**Работа колёсных движителей……..**	29
	3.1	Назначение и требования, предъявляемые к пневмоколёсам..	29
	3.2	Понятия о радиусах эластичного колеса……...	30
	3.3	Гистерезисные и сцепные свойства шин……..	32
	3.4	Опорно-грузоподъемные свойства шин……	33
	5.5	Радиальная и окружная жесткость шины…….	34
	3.6	Сопротивление шин боковому уводу и угловой деформации.	36
	3.7	Качение колеса в ведомом режиме……	39
	3.8	Качение колеса в ведущем режиме……	40
4		**Работа движителей гусеничного типа……**	44
	4.1	Особенности кинематики гусеничного движителя……..	44
	4.2	Сцепление гусеничного движителя с почвой. Определение коэффициента сцепления…….	45
	4.3	Давление гусеничного движителя на почву. Определение координаты центра давления……..	47
	4.4	Сопротивление движению гусеничного движителя…….	49
	4.4.1	Потери энергии на лобовое сопротивление почвы……..	49
	4.4.2	Потери ведущего момента в механизмах гусеничного движителя…….	51
	4.4.3	Потери крутящего момента на ведущем участке гусеницы…	53
	4.4.4	Тяговый баланс гусеничного движителя. КПД ведущего участка гусеницы…….....	54

5 Тяговая динамика наземных транспортно-технологических средств…… 56
5.1 Силы, действующие на наземные транспортно-технологические средства при прямолинейном движении…….. 56
5.2 Определение сил и моментов на ведущих колёсах движителя……. 58
5.3 Уравнение силового баланса наземных транспортно-технологических средств……. 60
5.4 Уравнение мощностного баланса наземных транспортно-технологических средств……. 61
5.5 Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля…….. 63
5.6 Сила аэродинамического сопротивления воздуха…… 65
5.6.1 Физическая основа силы сопротивления воздуха……. 65
5.6.2 Составляющие силы аэродинамического сопротивления автомобиля…… 68
5.7 Потенциальная тяговая характеристика трактора…… 69
5.8 Коэффициент полезного действия транспортно-технологической машины……... 70
5.9 Коэффициент полезного действия трансмиссии……. 71
5.10 Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией…… 73
6 Тяговый расчёт трактора…… 76
6.1 Задачи тягового расчета. Определение эксплуатационной массы трактора……. 76
6.2 Расчёт рабочего диапазона тяговых усилий……. 77
6.3 Определение передаточных чисел силовой передачи трактора……. 78
7 Гидродинамические передачи наземных транспортно-технологических средств…… 83
7.1 Оценочные параметры гидротрансформатора……. 83
7.2 Характеристики гидротрансформатора……. 84
7.3 Способы улучшения преобразующих и энергетических свойств гидропередач…….. 88
7.4 Условия эффективной работы гидромеханических передач……. 90

8		**Топливная экономичность наземных транспортных средств……..**	92
	8.1	Оценочные показатели и характеристики топливной экономичности наземных транспортных средств……	92
	8.2	Уравнение расхода топлива……	97
	8.3	Топливная экономичность автопоезда……..	98
9		**Тормозная динамика автомобиля……..... **	101
	9.1	Классификация режимов торможения……...	101
	9.2	Диаграмма процесса торможения……..	102
	9.3	Перераспределение нормальных реакций при торможении……..	105
	9.4	Основные показатели процесса торможения……	108
	9.5	Торможение автомобиля двигателем…….	110
	9.6	Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем…….	112
10		**Устойчивость наземных транспортно-технологических средств……..**	115
	10.1	Основные виды устойчивости автомобиля……...	115
	10.2	Определение предельного статического угла поперечного уклона по опрокидыванию и сползанию……...	116
	10.3	Продольная устойчивость автомобиля……..	118
	10.4	Продольная устойчивость трактора……...	120
	10.4.1	Определение предельного статического угла подъёма по опрокидыванию и сползанию…….	120
	10.4.2	Определение предельного статического угла уклона по опрокидыванию и сползанию…….	122
	10.5	Критерий устойчивости транспортно-технологического средства на склонах. Критический угол подъёма по управляемости……	123
	10.6	Инерционные силы, действующие на транспортное средство при криволинейном движении…….....	124
	10.7	Критическая скорость автомобиля на повороте по заносу и опрокидыванию…….	127
	10.8	Устойчивость автомобиля против заноса……..	131
	10.8.1	Явление заноса. Общие понятия о заносе…….....	131
	10.8.2	Занос задней и передней оси……...	132
	10.9	Устойчивость автомобиля при торможении…….....	134
	10.9.1	Устойчивость при экстренном торможении…….....	134
	10.9.2	Влияние плеча обкатки на устойчивость автомобиля при торможении……..	136

11 Управляемость и маневренность автомобиля…… 139
11.1 Кинематика поворота. Понятие об управляемости…….. 139
11.2 Влияние боковой упругости шин на поворачиваемость машины……... 141
11.3 Влияние боковой упругости шин на курсовую устойчивость автомобиля……... 142
11.4 Управляемость автомобиля на повороте. Условия сохранения управляемости…… 143
11.5 Критическая скорость автомобиля по условиям управляемости…… 146
11.6 Увод автомобиля в сторону…….. 148
11.7 Общие понятия о маневренности автомобиля…… 150
11.8 Оценочные показатели маневренности автомобиля…….. 151
11.9 Оценочные показатели управляемости и методика их экпериментального определения……. 153
12 Колебания и стабилизация управляемых колёс…… 155
12.1 Причины, обуславливающие колебания управляемых колес 155
12.2 Основные способы снижения колебаний управляемых колёс……... 157
12.3 Общие понятия о стабилизации управляемых колес……. 158
12.4 Факторы, влияющие на стабилизацию управляемых колес.. 160
12.4.1 Влияние боковой упругости шин на стабилизацию управляемых колес……..... 160
12.4.2 Влияние наклона шкворня поворотной цапфы в поперечной и продольной плоскостях на стабилизацию управляемых колёс……. 161
12.4.3 Влияние развала и схождения управляемых колес на их стабилизацию……. 163
12.5 Оценочные показатели стабилизации управляемых колёс… 166
13 Плавность хода…… 170
13.1 Основные понятия о колебаниях и плавности хода автомобиля…….. 170
13.2 Характеристики неровностей опорной поверхности…….. 172
13.3 Силы, действующие на автомобиль как колебательную систему…… 175
13.4 Определение собственных частот колебаний подрессоренных масс автомобиля…… 176
13.5 Эквивалентная колебательная система автомобиля……... 179
13.6 Центр упругости колебательной системы автомобиля…….. 180
13.7 Оценочные показатели плавности хода……... 182
13.8 Воздействие колебаний на организм человека……... 184
13.9 Основы выбора параметров первичной системы подрессоривания…… 186

14 Проходимость транспортных средств…… 189
14.1 Понятие о проходимости транспортных средств…… 189
14.2 Геометрические показатели проходимости……. 190
14.3 Опорно-тяговые параметры проходимости транспортных средств……. 191
14.4 Влияние конструкции транспортного средства на его проходимость……. 192
14.5 Оценка проходимости транспортных средств…… 194
ЛИТЕРАТУРА…….. 199

ВВЕДЕНИЕ

Наземные транспортно-технологические средства, включающие тракторы и автомобили, являются основными источниками энергии в сельскохозяйственном производстве. Так, если взять все энергозатраты на производство продукции растениеводства за 100% , то на долю тракторов и автомобилей приходится 85–90%. При этом работа наземных транспортно-технологических средств, особенно тракторов, характеризуется широким диапазоном условий эксплуатации (температура окружающей среды, влажность почвы и воздуха, рельеф местности, характеристика опорного основания, колебание тягового сопротивления орудий и т.д.).

Качественное и в лучшие агротехнические сроки проведение всех технологических операций, обеспечение минимальных материальных и финансовых затрат требует выполнения двух важнейших условий:

– во-первых, тракторы и автомобили должны обладать определенными эксплуатационными показателями, которые позволяли бы им качественно выполнять предназначенные технологические операции;

– во-вторых, для каждых конкретных условий функционирования трактора и автомобиля необходима их правильная эксплуатация.

Каждый тип наземных транспортно-технологических средств разрабатывается для выполнения определённых функций в конкретных условиях эксплуатации, оговоренных в технических условиях на проектирование.

Высокие показатели использования наземного транспортно-технологического средства могут быть достигнуты только при максимально возможном соответствии его эксплуатационных качеств условиям эксплуатации и параметрам функционального назначения. Это обусловлено специфическими особенностями каждого вида производственной деятельности, предъявляющими свои требования к конструкции и потребительским качествам транспортно-технологических средств.

К таким особенностям можно отнести:

а) объём и физико-механические свойства перевозимого груза;

б) природно-климатические и дорожные условия эксплуатации;

в) характер производственной деятельности, определяемый сезонностью и технологией производства работ;

г) общий объём обрабатываемых площадей;

д) характеристика транспортно-складских комплексов, уровень механизации погрузочно-разгрузочных работ.

Научно обоснованный выбор количества и структуры наземных транспортно-технологических средств требуют научно-обоснованной системы решения проблем их эффективной эксплуатации.

Разнообразие требований к потребительским свойствам наземных транспортно-технологических свойств, влияние условий эксплуатации делают практически невозможной оценку эффективности их использования одним показателем.

В то же время, выбор модели трактора и автомобиля потребителем должен базироваться на оценке эффективности его эксплуатации в конкретных условиях эксплуатации.

В условиях рыночной экономики оценка эффективности эксплуатации транспортно-технологических средств должна базироваться как на экономических критериях, так и на безопасности их эксплуатации.

Экономические критерии оцениваются финансовыми и ресурсными затратами, потребляемыми в процессе эксплуатации транспортно-технологических средств.

Основную долю в ресурсных затратах составляют затраты на горюче-смазочные материалы и запасные части. В связи с постоянным ростом цен на горюче-смазочные материалы особую актуальность приобретают вопросы топливной экономичности. Знание влияния конструктивных особенностей, условий эксплуатации на топливную экономичность конкретной марки трактора или автомобиля позволяет осуществлять обоснованный выбор транспортно-технологических средств, обеспечивающий качественное и своевременное выполнение производственных задач, стоящих перед предприятием.

На практике знание зависимости эффективности работы конкретных машин от условий эксплуатации позволяет не только правильно эксплуатировать технику, но и корректировать нормы выработки, затраты топлива на единицу произведенной продукции, квалифицированно проводить сравнительную оценку различных машин.

Теория наземных транспортно-технологических средств позволяет исследовать влияние конструктивных параметров машин и условий функционирования на их технико-экономические показатели.

Основной задачей теории наземных транспортно-технологических средств является создание научных основ для совершенствования конструкции этих машин, повышения эффективности их использования, улучшения условий труда оператора.

Учебное пособие по дисциплине «Теория наземных транспортно-технологических средств» предназначено для студентов очной и заочной форм обучения, обучающихся по направлению подготовки «Наземные транспортно-технологические средства».

Учебное пособие предназначено для формирования у обучающихся следующих компетенций:

ПК-8.2 Владеет знаниями требований конструктивной безопасности к параметрам рабочих процессов узлов, агрегатов и систем транспортных средств.

ПК-8.4 Владеет знаниями методов обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации наземных транспортно-технологических средств.

В результате изучения дисциплины «Теория наземных транспортно-технологических средств» и выполнения лабораторно-практических работ обучающийся должен:

Знать:

– требования конструктивной безопасности к параметрам рабочих процессов узлов, агрегатов и систем транспортно-технологических средств;

– методы обеспечения безопасной и эффективной эксплуатации наземных транспортно-технологических средств.

Уметь:

– формулировать совокупность взаимосвязанных требований конструктивной безопасности к параметрам рабочих процессов узлов, агрегатов и систем транспортно-технологических средств;

– решать конкретные задачи по обеспечению безопасной и эффективной эксплуатации наземных транспортно-технологических средств.

Владеть практическими навыками:

– разработки и формулировки требований конструктивной безопасности к параметрам рабочих процессов узлов, агрегатов и систем транспортно-технологических средств;

– решения конкретных задач по обеспечению безопасной и эффективной эксплуатации наземных транспортно-технологических средств.

1 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

1.1 Общие понятия об эксплуатационных свойствах наземных транспортно-технологических средств

Разработка и производство наземных транспортно-технологических средств базируется на оценке и сравнении потребительских качеств их конструкций.

Под ***качеством*** любого технического изделия понимается совокупность свойств, определяющих его пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с его назначением. При этом сравнение различных технических изделий базируется на определенном перечне свойств, которые отражают их способность выполнять заданные функции и измеряются соответствующей системой количественных показателей и характеристик. Совокупность таких показателей и характеристик должна обеспечивать всестороннюю и объективную оценку всех основных эксплуатационных свойств технического изделия.

Под ***эксплуатационными свойствами*** наземного транспортно-технологического средства понимаются особенности его конструкции, которые проявляются в процессе эксплуатации и обусловливают способность выполнять заданные функции. Определение эксплуатационных свойств, их количественная оценка и анализ позволяют судить о том, насколько конструкция транспортно-технологического средства соответствует условиям и режимам его использования.

Все эксплуатационные свойства транспортно-технологических машин носят комплексный характер и их можно рассматривать как систему, состоящую из более простых (единичных) свойств. Например, динамичность любого транспортного средства можно рассматривать как систему более простых свойств: разгонных, скоростных и тяговых. Соответственно показатели и характеристики, используемые для их измерения, следует делить на комплексные и единичные.

При этом ***единичный*** показатель характеризует только одно эксплуатационное свойство, а ***комплексный*** – одновременно несколько эксплуатационных свойств. Если комплексный показатель отражает всю совокупность свойств, оценивающих конструкцию, то он носит название ***обобщенного*** показателя. При оценке конструкций и решении тех или иных задач их использования необходимо иметь как единичные, так и комплексные показатели. В настоящее время номенклатура оценочных показателей эксплуатационных свойств наземных транспортно-технологических свойств и методы их определения устанавливаются государственными (ГОСТ), отраслевыми (ОСТ) и международными стандартами и правилами (стандарты ИСО, Правила ЕЭН ООН).

По своему назначению единичные и комплексные показатели призваны количественно выражать степень удовлетворения тех или иных требований,

предъявляемых к конструкции соответствующей нормативно-технической документацией. Необходимость в количественной оценке конструкции транспортно-технологических средств требует регламентации как номенклатуры показателей, так и средств, методов и условий их определения (испытаний). Это позволяет обеспечить сопоставимость результатов измерений, производимых в разное время разными заводами-изготовителями или разными машиноиспытательными станциями.

Все эксплуатационные свойства наземных транспортно-технологических средств можно условно разбить на 3 группы: тягово-скоростные свойства и топливная экономичность; общетехнические свойства; специальные свойства.

1.2 Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность

При оценке тягово-скоростных свойств и топливной экономичности наземных транспортно-технологических средств следует рассматривать независимо друг от друга автомобили как транспортное средство и тракторы как технологическое средство.

В качестве оценочных показателей тягово-скоростных свойств автомобиля используют максимальную скорость автомобиля на горизонтальном участке с сухим ровным покрытием и подъем, преодолеваемый автомобилем при движении и при трогании с места.

Одиночные автомобили с полной массой m_a менее 3,5 т должны развивать максимальную скорость движения не менее 110 км/ч, автомобили с полной массой m_a = 3,5 т и более – не менее 95 км/ч. Автомобили в составе автопоездов должны развивать максимальную скорость 85 км/ч и более, а автомобили, предназначенные для междугородних и международных перевозок, должны развивать максимальную скорость движения не менее 100 км/ч.

Одиночный автомобиль должен обеспечивать трогание с места на подъеме, имеющем сухое твердое покрытие не менее 20,0%, а автомобиль в составе автопоезда – не менее 12,0%.

Максимальный подъем, преодолеваемый одиночным автомобилем с полной массой m_a при движении по сухому твердому покрытию на низшей передаче, должен составлять не менее 25,0%, а автомобиль в составе автопоезда соответственно не менее 18%.

В качестве обобщенного показателя тягово-скоростных свойств автомобиля может использоваться средняя скорость движения $V_{ср}$ и производительность W на типовом маршруте в характерных условиях эксплуатации.

Производительность автомобиля определяется массой перевозимого груза m_x в единицу времени на определенное расстояние:

$$W = m_x \cdot V_{ср}. \qquad (1.1)$$

Для оценки факторов повышения производительности транспортных средств используются следующие понятия:

1. Коэффициент использования грузоподъемности:

$$\eta_m = \frac{m_x}{m_{xн}}, \tag{1.2}$$

где m_x – масса фактически перевезенного груза;

$m_{xн}$ – номинальная грузоподъемность автомобиля.

Тогда

$$W = m_{xн} \cdot \eta_m \cdot V_{ср}. \tag{1.3}$$

Формула (1.3) указывает основные пути повышения производительности автомобиля:

а) повышение номинальной грузоподъемности автомобиля $m_{xн}$;

б) повышение коэффициента использования грузоподъёмности за счёт совершенствования системы грузоперевозок;

в) повышение средней скорости автомобиля на маршруте.

2. Расход топлива на 100 км пути:

$$G_{100} = G_T \cdot t_{100}, \tag{1.4}$$

где G_T – часовой расход топлива л/ч;

t_{100} – время на преодоление 100 км пути.

Оба параметра, G_T и t_{100}, зависят от скорости движения, что не позволяет рассчитать топливную характеристику, используя зависимость (1.1). Зависимость $G_{100} = f(V)$ имеет сложный характер и называется экономической характеристикой установившегося движения.

Для оценки топливной экономичности автомобиля на транспортных работах служит расход топлива Q_W на единицу транспортной работы:

$$Q_W = \frac{G_{100}}{W_a}. \tag{1.5}$$

Для комплексной оценки топливной экономичности автомобиля наиболее показательны средние расходы топлива на типовом маршруте в характерных условиях эксплуатации.

3. Количество площади земельной поверхности, обрабатываемой в единицу времени:

$$W = 0{,}36 \cdot B_p \cdot V_p, \; га/ч, \tag{1.6}$$

где B_p – рабочая ширина захвата машины;

V_p – рабочая скорость трактора.

Производительность машинно-тракторного агрегата определяется тяговой (крюковой) мощностью трактора:

$$N_{kp} = P_{kp} \cdot V_p, \tag{1.7}$$

где $P_{кр}$ – тяговое сопротивление на крюке трактора.

Тяговая мощность, реализуемая трактором, зависит от эффективной мощности двигателя N_e и общего тягового КПД трактора η_m:

$$N_{kp} = N_e \cdot \eta_m . \tag{1.8}$$

Рабочая ширина захвата B_p рабочей машины зависит от вида выполняемой технологической операции и соответственно от удельного сопротивления орудия:

$$k_i = \frac{P_{kp}}{B_p} . \tag{1.9}$$

С учётом формул (1.7)–(1.9) производительность трактора при выполнении конкретной технологической операции может быть определена из выражения

$$W = 0{,}36 \cdot \frac{N_e \cdot \eta_m}{k_i} . \tag{1.10}$$

Формула (1.10) указывает основные пути повышения производительности трактора:

а) повышение единичной мощности двигателя или энергонасыщенности трактора;

б) уменьшение непроизводительных потерь мощности (на собственное качение, буксование, т.е. повышение тягового КПД трактора η_m).

В теории трактора рассматривается только топливная экономичность. Топливная экономичность трактора оценивается расходом топлива на единицу тяговой мощности:

$$g_{кр} = 10^3 \cdot \frac{G_m}{N_{кр}} , \tag{1.11}$$

где G_m – часовой расход топлива двигателя.

Используя зависимость (1.8), получим

$$g_{кр} = 10^3 \frac{g_e}{\eta_m} , \tag{1.12}$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем.

Формула (1.12) позволяет наметить основные направления повышения топливной экономичности трактора:

а) повышение топливной экономичности двигателя;

б) повышение тягового КПД η_m трактора.

1.3 Общетехнические показатели

К последним относятся показатели, характеризующие любую техническую конструкцию.

Термины и определения надежности в технике регламентированы действующими стандартами ГОСТ 27.002-2015. Из основных общетехнических показателей тракторов и автомобилей можно выделить:

1. Надежность. Характеризуется числом отказов машин в работе за определённый период времени. Оценивается безотказностью и долговечностью. Одним из показателей безопасности является вероятность безотказной работы, оценивающая вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ машины (узла, агрегата) не возникнет. Вероятность безотказной работы определяется в предположении, что в момент начала исчисления заданной наработки объект был работоспособен.

Показателями безотказности машин также являются наработка до первого отказа, средняя наработка на отказ повышенной категории (выход из строя одной из базовых деталей или узла, требующих больших затрат на их восстановление). Перечень таких деталей оговаривается заводом-изготовителем. При этом наработка (ресурс) автомобилей оценивается в тыс. км пробега, а наработка тракторов оценивается в моточасах работы двигателя.

К основным показателям долговечности относятся средний ресурс (математическое ожидание ресурса) и γ-процентный ресурс, определяемый как наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью γ. В нормативных технических документах указывается как правило 90%-й ресурс, а для систем, узлов и деталей машин, влияющих на конструктивную безопасность, – 95%-й.

2. Ремонтопригодность. Под ремонтопригодностью понимается свойство, определяющее степень приспособленности конструкции машины, агрегата или узла к выполнению с наименьшей трудоемкостью необходимых технологических операций по предупреждению (техническому обслуживанию) и устранению (ремонт) неисправностей и отказов.

Значения нормируемых показателей трудоемкости технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей регламентированы ГОСТ 21624-81, тракторов – ГОСТ 20793-2009.

3. Металлоемкость. Для тракторов и автомобилей измерителем металлоемкости является удельная металлоемкость

$$q_м = \frac{G_м}{N_e}. \qquad (1.13)$$

Для современных машин металлоёмкость составляет:

$q_м = 43–57$ кг/кВт – для колёсных тракторов;

$q_м = 70–85$ кг/кВт – для гусеничных машин.

4. Эргономические свойства. Эргономические свойства оцениваются группой показателей, характеризующих условия труда оператора транспортно-технологической машины и езды пассажиров.

К ним относятся:

– усилие на управляющих рычагах, Н;

– уровень шума в салоне или кабине. (допускаемый для легковых автомобилей 20–30 дБА, для грузовых – 30–50 дБА.

– уровень вибраций (вибронагруженность рабочего места оператора);

– температурный режим в салоне или кабине;

– обзорность с рабочего места оператора (характеризуется диаграммой видимости, задней обзорностью, освещенностью дороги в ночное время суток).

В соответствии с ГОСТ 33678-2015 допускаемый уровень шума для тракторов с массой до 1500 кг составляет 85 дБА, для тракторов массой более 1500 кг – 89 дБА.

Для наземных транспортно-технологических средств сельскохозяйственного назначения большое значение имеет такой показатель, как удельное давление на почву q_{cp}. Последнее представляет отношение нагрузки на колесо к площади пятна контакта.

На современном этапе удельное давление на почву составляет:

– для колесных тракторов – 0,8–1,5 кг/см^2;

– для гусеничных тракторов – 0,2–0,45 кг/см^2;

– для грузовых автомобилей – 2,5–3,5 кг/см^2.

1.4 Специальные свойства транспортно-технологических машин

Это группа показателей, характеризующих тракторы и автомобили как мобильные транспортные средства. К ним относятся:

1. Динамичность (приемистость). Оценивается максимальными ускорениями j_a, временем τ_p и путём разгона S_p до максимальной скорости.

2. Тормозная динамика – определяется способностью транспортного средства быстро снижать скорость движения. Показателями эффективности рабочей и запасной тормозных систем являются тормозной путь S_m и установившееся замедление $j_з$ в зависимости от начальной скорости торможения, а показателем эффективности стояночной и вспомогательной тормозных систем – суммарная тормозная сила, развиваемая соответствующей тормозной системой.

3. Управляемость – свойство мобильной машины точно сохранять заданное направление движения и изменять его при соответствующем воздействии на управляемые колёса. Оценивается отклонением траектории машины от заданного направления движения и минимальным радиусом поворота R_{min}.

4. Устойчивость – свойство транспортного средства противостоять скольжению и опрокидыванию. Различают продольную и поперечную устойчивость транспортных машин. Поперечная устойчивость оценивается предельными статическими углами уклона по опрокидыванию α_o и сполза-

нию α_c, а также максимально-допустимой скоростью машины на повороте по опрокидыванию и сползанию.

5. Плавность хода. Под плавностью хода транспортно-технологического средства понимается его способность к поглощению различных толчков, ударов и вибраций, возникающих при движении. Недостаточная плавность хода проявляется в возникновении колебаний, вызывающих неприятные ощущения и утомляемость оператора и пассажиров.

6. Проходимость автомобиля. Под проходимостью самоходной машины понимается её комплексное свойство, обеспечивающее возможность эффективного выполнения ею заданных функций в неблагоприятных полевых и дорожных условиях.

Используемая номенклатура показателей эксплуатационных (потребительских) свойств и методы их определения, предусмотренные государственными и отраслевыми стандартами, направлены в основном на то, чтобы выявить и оценить влияние конструкции отдельных узлов, агрегатов, систем и механизмов на те или иные эксплуатационные свойства. Для этого испытания наземных транспортно-технологических средств проводят в стандартных дорожных и атмосферно-климатических условиях при строгой регламентации скоростных и нагрузочных режимов. Единственным фактором, который варьируется в процессе государственных и ведомственных испытаний, является фактор конструкции автомобиля. При этом влияние других факторов на показатели эксплуатационных свойств сознательно исключается. Такой подход дает возможность сравнивать различные модели машин или оценить эффективность различных вариантов конструктивных решений одной и той же машины. Однако такой подход к испытаниям не позволяет в полной мере выявить и оценить влияние условий эксплуатации, а также различных нагрузочных и скоростных режимов движения на эксплуатационные свойства различных машин и требует проведения дополнительных испытаний.

В реальных условиях эксплуатации наземные транспортно-технологические средства подвержены воздействию перевозимого груза, опорной поверхности, атмосферно-климатических факторов, а также управляющему воздействию водителя, задающего режим движения. Поэтому численные значения эксплуатационных показателей представляют собой результат сложного взаимодействия транспортно-технологического средства с оператором и внешней средой. В реальных условиях эксплуатации транспортно-технологические средства работают в широком диапазоне дорожных и атмосферно-климатических условий и широком варьировании скоростных и нагрузочных режимов, на их эксплуатационные свойства первостепенное влияние оказывают факторы внешней среды и режим управляющих воздействий оператора. Чем меньше снижение показателей эксплуатационных свойств транспортно-технологических средств при изменении условий эксплуатации и режимов работы от номинальных, тем, при прочих равных условиях, выше качество его конструкции и потребительские свойства.

Таким образом, основными задачами теории наземных транспортно-технологических средств являются:

– изучение комплекса эксплуатационных показателей тракторов и автомобилей, позволяющих проводить сравнительную оценку производственной эффективности их различных моделей;

– изучение рабочих процессов машин и их элементов (взаимодействия движителя с почвой и создание силы тяги, взаимодействия машины с воздухом и т.д.);

– разработка средств и методов испытаний машин с элементами исследований;

– математическое моделирование рабочих процессов.

Последняя задача составляет основу теории наземных транспортно-технологических средств. На основании математического моделирования производится расчет параметров машин, обеспечивающих достижение наилучших показателей их производственной эффективности.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под эксплуатационными свойствами транспортно-технологического средства?
2. Какими показателями оцениваются тягово-скоростные свойства НТТС?
3. Какими показателями оценивается топливная экономичность трактора и автомобиля?
4. Какие критерии включают в себя общетехнические показатели?
5. Какими показателями оцениваются эргономические свойства тракторов и автомобилей?
6. Какие показатели включают в себя специальные свойства транспортно-технологических машин?
7. Какие факторы оказывают влияние на производительность транспортно-технологических средств?

2 АГРОЭКОЛОГИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА МАШИН

2.1 Физико-механические свойства почвы

Сельскохозяйственные транспортно-технологические машины по своему технологическому назначению работают преимущественно в полевых условиях. Поэтому для сельскохозяйственных транспортно-технологических машин почва является не только средой воздействия, но и несущим основанием.

Почва представляет собой многофазную дисперсную среду, включающую твердые минеральные частицы, воду, воздух и живые микроорганизмы, перемешанные между собой в различных соотношениях. Свойства почвы имеют решающее для потенциальной урожайности сельскохозяйственных структур и энергетических показателей работы машинно-тракторных агрегатов.

Физико-механические свойства почвы включают восемь основных показателей.

1. Структура почвы. Механические элементы (минеральные частицы) почвы могут быть как обособленными друг от друга, так и склеенными в комочки различных форм и размеров. Эти комочки получили название агрегатов или структурных отдельностей. Способность почвы распадаться на отдельные агрегаты называется её структурностью, а совокупность различных агрегатов носит название почвенной структуры. Структура почвы является важнейшим показателем, характеризующим её потенциальное плодородие.

Структура почвы может рассматриваться как морфологический признак, так и агрономическая характеристика. Для проектирования сельскохозяйственных агрегатов наибольший интерес почва представляет как агрономическая характеристика. Роль почвенной структуры в формировании агрофизических свойств почвы зависит от размера, прочности и особенностей сложения структурных отдельностей. Последние, в зависимости от размера, делятся на микроагрегаты (диаметр меньше 0,25 мм), мезоагрегаты (диаметр от 0,25мм до 10,0 мм) и макроагрегаты (диаметр более 10 мм). Оструктуренность почвы определяется по количеству содержания в ней мезоагрегатов, являющихся наиболее ценными.

Для оценки макроагрегатного состава почв используют три коэффициента: коэффициент структурности K_c, коэффициент распыленности K_p и коэффициент глыбистости $K_г$.

Коэффициент структурности K_c определяется методом сухого просева. Численно он равен отношению количеству мезоагрегатов к суммарному количеству микро- и макроагрегатов в почве.

$$K_c = \frac{m_n}{\sum m}, \tag{2.1}$$

где m_n – количество мезоагрегатов в общем объёме почвы;

$\sum m$ – суммарное количество макро- и микроагрегатов в почве этого же объёма.

Коэффициент глыбистости равен отношению площади глыб (частицы диаметром более 5 см) к общей площади квадратной метровой рамки, накладываемой на поверхность.

$$K_г = \frac{F_г}{F_p}, \tag{2.2}$$

где $F_г$ – площадь частиц диаметром более 5 см;

F_p – площадь квадратной метровой рамки.

Зависит плотность почвы от фракционного состава почвы и составляет 1,0–1,1 г/см^{3}для культурной почвы. При плотности ρ = 1,1–1,2 г/см^3 почва считается уплотнённой, при плотности ρ = 1,3–1,4 г/см^3 – сильно уплотнённой.

2. Гранулометрический состав почвы – процентное содержание в почве твёрдых минеральных частиц различного размера. В зависимости от преобладания песчаных (зерна кварца, полевой шпат и других составляющих размером 0,1–1,0 мм) или глинистых частиц (окиси кремния, окиси алюминия) различают песчаные, супесчаные, суглинистые и глинистые почвы.

3. Плотность почвы – масса единицы объёма. Зависит от минералогического состава и процентного содержания гумуса, а также от степени уплотнения почвы под воздействием ходовых систем и естественных факторов.

Под плотностью почвы понимают отношение массы m абсолютно сухой почвы с ненарушенным сложением к её объёму V.

$$\rho = \frac{m}{V}. \tag{2.3}$$

Зависит плотность почвы от фракционного состава почвы и составляет 1,0–1,1 г/см^3 для культурной почвы. При плотности ρ = 1,1–1,2 г/см^3 почва считается уплотнённой, при плотности ρ = 1,3–1,4 г/см^3 – сильно уплотнённой.

Для культурной почвы плотность равна 1,0–1,1 г/см$^{3\cdot}$. При плотности ρ = 1,1–1,2 г/см^3 почва считается уплотнённой, при плотности ρ = 1,3–1,4 г/см^3 – сильно уплотнённой.

4. Влажность почвы – отношение массы воды, содержащейся в единице объёма почвы, к массе почвы единицы объёма, %.

5. Твёрдость почвы – удельное сопротивление почвы сжатию в нормальном направлении, Н/см^2.

Определяется при помощи твёрдомеров плунжирного типа или ударников конусной формы.

От твёрдости почвы зависит её способность сопротивляться сжатию (уплотнению) и сдвигу в различных направлениях, глубина колеи, образуемая движителем, сила сопротивления качению и сила сцепления движителя с почвой. Твердость, как и сопротивление почвы обработке, является сравни-

тельным показателем механических свойств почвы. Однако корреляционная связь между твердостью и сопротивлением почвы для песчаных и глинистых почв различна.

6. Пористость почвы является одной из характеристик сложения почвы, представляющей совокупность почвенных пор, отличающихся друг от друга размерами и конфигурацией. Под пористостью (скважностью) почвы понимается суммарный объём пор, расположенных между частицами твёрдой фазы почвы. Пористость почвы определяется в процентах от общего объёма почвы. В зависимости от размера почвенные поры делятся на капиллярные (диаметром от 3,0 мкм до 8,0 мм) и некапиллярные (диаметром более 8,0 мм).

Характер пористости обуславливается физическими и физико-химическими процессами, протекающими в почве: растрескивание под действием таких процессов, как увлажнение – высыхание, нагрев – охлаждение, набухание – сжатие; выщелачивание и перенос различных химических соединений из верхнележащих в нижележащие горизонты. Пористость зависит также от почвенной структуры, гранулометрического состава и содержания гумуса.

В пахотных горизонтах пористость почвы существенно изменяется в процессе обработки почвы. Высокой пористостью обладают оструктуренные почвы, богатые гумусом (55–65%), а также почвы торфяные (более 80–90%). В почвах с небольшим содержанием органического вещества и бесструктурных почвах пористость составляет 40–45%.

7. Сопротивление почвы сжатию определяется методом вдавливания жёсткого штампа в почву.

Исследованиями установлено, что сопротивление почвы сжатию изменяется с изменением глубины h. Зависимость давления под штампом $p_{ср}$ от глубины носит нелинейный характер и представлена на рисунке 2.1.

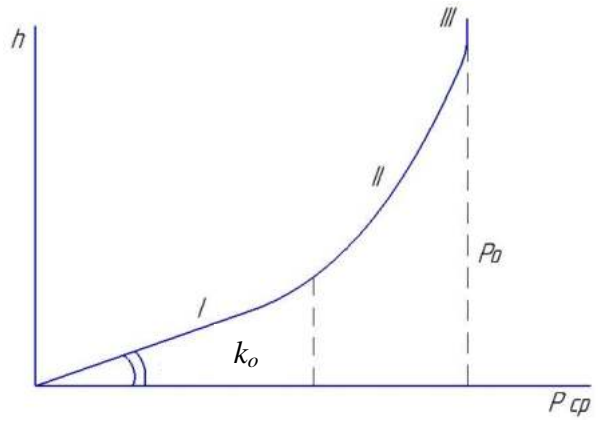


Рисунок 2.1 – Зависимость сопротивления сжатия почвы от глубины

На кривой сопротивления сжатию выделяют три характерных участка.

На на участке I кривая близка к прямой, происходит главным образом уплотнение почвы.

На участке *II* осадка почвы растёт быстрее, чем нагрузка. Здесь почва не только уплотняется, но и подвержена возникновению очагов местных сдвигов.

На участке *III* начинается пластическое течение почвы.

Зависимость сопротивления сжатию P_{cp} от глубины h может быть описана степенной зависимостью, предложенной М.С. Летошневым.

$$P_{cp} = k \cdot h^{\mu}, \qquad (2.4)$$

где k, μ – эмпирические коэффициенты, зависящие соответственно от свойств почвы и размеров штампа.

Основными показателями механической прочности почвы, определяющими её сопротивление сжатию, являются (рисунок 2.1):

k_0 – коэффициент объёмного сжатия почвы, $Н / см^3$;

P_0 – предельная несущая способность почвы, $Н / см^2$.

Несущая способность почвы P_o определяет величину нормального давления, при которой осадка почвы начинает расти без дальнейшего увеличения нагрузки.

8. Сопротивление почвы сдвигу определяется в основном сцеплением и внутренним трением между частицами.

Сцепление между частицами почвы зависит от влажности, наличия глиняных фракций, органических коллоидов и других естественных вяжущих веществ.

Внутреннее трение между частицами почвы проявляется только при сдвиге, вследствие зацепления одних частиц за другие, и действии на почву нормальной сжимающей нагрузки.

Зависимость сопротивления почвы сдвигу от нормальной сжимающей нагрузки P представлена на рисунке 2.2.

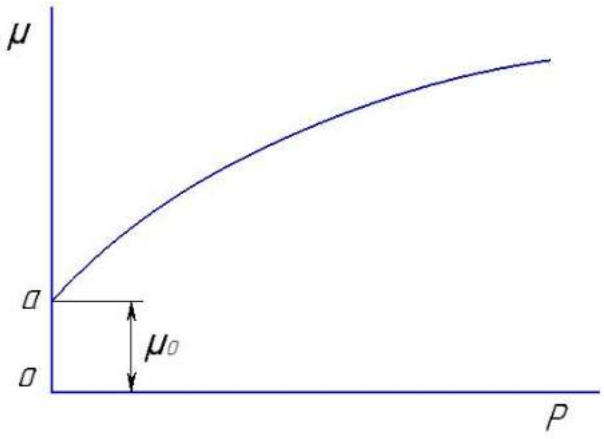


Рисунок 2.2 –Зависимость сопротивления почвы сдвигу от нагрузки

Касательное напряжение μ_o обусловлено молекулярными силами сцепления.

В общем случае сопротивление сдвигу μ_x можно определить по формуле Кулона:

$$\mu_x = C + P \cdot tg\delta, \tag{2.5}$$

где $C = \mu_o$ – сцепление частиц почвы;

δ – угол внутреннего трения почвы.

Отношение сопротивления сдвигу μ_x к нормальной нагрузке

$$\varphi_{сц} = \frac{\mu_x}{P} = \frac{C}{P} + tg_{\delta} \tag{2.6}$$

получило название коэффициента сцепления.

Следует отметить, что на развитие деформаций в почве, а следовательно, и на её несущую способность, влияет не только величина, но и характер и скорость приложения нагрузки.

2.2 Воздействие ходовых систем на почву и урожайность сельскохозяйственных культур

В условиях интенсивного земледелия в нашей стране и за рубежом все большее беспокойство вызывает отрицательное воздействие ходовых систем транспортно-технологических средств на почву. Возникновение этой проблемы в 80-е годы прошлого столетия было обусловлено рядом причин.

1. С введением интенсивных технологий увеличивается число машин, работающих на полях, кратность прохода по полю. В результате этого суммарная площадь следов стала составлять от 50 до 200% площади обрабатываемого поля.

2. Увеличением массы транспортно-технологических средств, эксплуатирующихся в агропромышленном комплексе.

3. Предположение о сравнительно быстром разуплотнении почвы под воздействием естественных факторов до состояния, близкого к исходному, оказалось неверным. Однако исследования, проведённые в нашей стране (ВИМ), США и Канаде, показали, что под действием естественных факторов разуплотнение пахотного и особенно подпахотного слоев, хотя и происходит, но идет очень медленно, в течение ряда лет. Свой негативный вклад в естественное разуплотнение почвы внесло и устранение в нашей стране травопольной системы земледелия.

4. Значительным увеличением (иногда до 30%) энергозатрат на последующую обработку почвы и мировым ростом цен на энергоресурсы.

5. Поиск альтернативных технических средств обработки, обеспечивающих высокую производительность и низкий уровень воздействия на почву, натолкнулся на ряд технических трудностей и к настоящему времени не вышел на реализуемый уровень. Все это способствовало становлению проблемы уплотняющего воздействия движителя на почву и дало мощный импульс к проведению исследований в этой области, которые достигли максимума с 1984 по 1989 годы.

Анализ многочисленных данных и результаты собственных исследований по оценке влияния уплотнения почвы на изменение её структуры и на урожайность сельскохозяйственных культур позволил отметить следующее.

1. Различные сельскохозяйственные культуры на уплотнение почвы реагируют по-разному. Более чувствительны к уплотнению почвы зернобобовые и пропашные, менее чувствительны – зерновые колосовые.

2. Чем более уплотнена почва до прохода трактора, тем больше отрицательное воздействие оказывает движитель на продуктивность полей.

3. Чем больше влажность почвы в период проведения посева, тем большее отрицательное воздействие оказывает движитель.

4. Уровень максимального давления на почву определяется временем выполнения работ (весенне-летний или осенний период работ) и влажностью почвы и составляет от 80 до 120 кПа.

5. Уплотнение почвы сопровождается значительным увеличением (до 30%) энергозатрат на её последующую обработку.

6. Степень отрицательного воздействия движителя на почву зависит от типа и состояния почвы. Наибольшему уплотняющему воздействию подвержены дерново-подзолистые и серные лесные почвы северных и северо-восточных регионов России. Почвы южной зоны, богатые гумусом, уплотняющему воздействию подвержены в меньшей степени.

7. Влияние уплотняющего воздействия на урожайность неоднозначно, вплоть до положительного влияния в засушливые годы при дефиците влаги, что особенно характерно для южных регионов страны. Многие исследователи этот феномен объясняют лучшим сохранением влаги в уплотнённой почве.

8. Многолетние исследования в Азово-Черноморском институте механизации сельского хозяйства не отметили каких-либо преимуществ гусеничных машин по уровню воздействия на почву. Данный эффект объясняется большей неравномерностью распределения давления по длине контакта в сравнении с колёсной машиной. При этом большинство исследователей отмечают резкий всплеск давления под опорными катками движителя. Применение гусеничных машин целесообразно лишь на рыхлых переувлажненных почвах.

9. Для зоны Северного Кавказа наибольшему уплотнению подвержен слой почвы на глубине 25–30 см. Это связано как с воздействием ходовых систем, так и воздействием сельскохозяйственных орудий (эффект плужной подошвы, обусловленный воздействием на почву полевой доски).

10. Механическое воздействие движителей приводит не только к изменению её физико-механических характеристик, но и изменяет структуру почвы. Изменение структуры почвы обуславливается образованием глыб и разрушением агрегатов.

11. Уплотнение почвы ходовыми системами приводит к уменьшению её пористости и соответственно к уменьшению фильтрационной способности почвы. Так, увеличение плотности с 1,17 до 1,34 г/см^3 уменьшает фильтрационную способность в 20 раз. Растения не могут произрастать при размерах

пор в почве < 10 мкм. Поры размером менее 3 мкм недоступны и для микроорганизмов.

12. Проход трактора типа МТЗ, К-743 по дерново-подзолистой суглинистой почве увеличивает плотность до 0,08–0,25 г/см^3 и даже до 0,35 г/см^3. В слое 15–30 см прирост плотности составляет 0,02–0,04 г/см^3. В процессе повторных проходов существенно повышалась плотность только нижних слоев.

13. Уплотнение суглинистых почв зависит от влажности. При влажности 45–50% полной полевой влагоемкости уплотняющее действие колес не проявляется.

14. Изменение плотности почвы на 6–20% в слое почвы 0–20 см приводит к существенному росту её твердости. В среднем твердость дерново-подзолистых почв и черноземов после одного прохода тракторов семейств МТЗ и Кировец возрастает в 1,8–5 раз.

2.3 Показатели уплотняющего воздействия движителей на почву

Введение в нашей стране в 1986 году стандартов по воздействию движителей сельскохозяйственных машин на почву (ГОСТ 26953-86 и ГОСТ 26954-86) впервые позволило регламентировать нормы уплотняющего воздействия на почву. В соответствии с принятыми стандартами для оценки воздействия движителей на почву были приняты максимальное давление q на почву и нормальное напряжение σ_h в почве на глубине h = 50 см. Введёнными стандартами были регламентированы и методы оценки воздействия на почву.

В соответствии с ГОСТ Р 26954-2019 для оценки максимального давления колёсного движителя на почву используется экспериментально-расчётный метод с использованием универсальной характеристики шины.

Максимальное нормальное давление единичного колёсного движителя на почву

$$q_{max}^{k} = \frac{K_2 \cdot G_k}{K_1 \cdot F_k}, \qquad (2.7)$$

где $K_2 = 1{,}5$ – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта;

G_k – нормальная нагрузка на опорное основание от единичного колёсного движителя;

K_1 – коэффициент приведения площади контакта протектора шины колеса на жестком основании к условиям работы на почвенном основании, зависящий от наружного диаметра шины колеса;

F_k – контурная площадь пятна контакта протектора шины на жёстком опорном основании.

Максимальное нормальное давление гусеничного движителя на почву рассчитывают по формуле

$$q_Г = \overline{\xi} \cdot K_4 \cdot \overline{q}_Г, \qquad (2.8)$$

где $\overline{\xi}$ – средний коэффициент неравномерности распределения напряжений;

K_4 – коэффициент, зависящий от величины тяговой нагрузки;

$\overline{q}_Г$ – среднее нормальное давление гусеничного движителя на почву.

$$\overline{q}_Г = \frac{m_Г \cdot g}{10^3 \cdot F_{ГП}}, \tag{2.9}$$

где $m_Г$ – масса, создающая нагрузку на почву единичным гусеничным движителем;

$F_{ГП}$ – площадь контакта гусеничного движителя с почвой.

Средний коэффициент неравномерности распределения напряжений

$$\overline{\xi} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \xi_i}{n}, \tag{2.10}$$

где ξ_i – коэффициент неравномерности распределения напряжения i-ой эпюры;

n – количество эпюр напряжений, определённых всеми датчиками при всех учётных проходах гусеницы.

$$\xi_i = \frac{h_{mi}}{h_{cpi}}, \tag{2.11}$$

где h_{mi} – максимальное значение i-ой эпюры напряжений;

h_{cp} – среднее значение i-ой эпюры напряжений.

Максимальное нормальное напряжение в почве для единичного колёсного и гусеничного движителя определяют по формуле

$$\sigma_h = 0{,}637 \cdot \overline{q} \cdot \left[arctg \frac{a \cdot b}{h \cdot \sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} + \frac{h \cdot a \cdot b(a^2 + b^2 + 2h^2)}{(a^2 + h^2)(b^2 + h^2)\sqrt{a^2 + b^2 + h^2}} \right], \tag{2.12}$$

где h – глубина опорного основания;

a – половина длины площади контакта;

b – половина ширины площади контакта;

$\overline{q}$ – среднее давление единичного движителя.

Для единичного колёсного движителя величины a и b рассчитываются по формулам:

$$a = \frac{F_{КП}}{2b_k}, \tag{2.13}$$

где $F_{КП}$ – приведённая площадь контакта шины с колесом;

$$b = \frac{b_k}{2}, \tag{2.14}$$

где b_k – ширина отпечатка шины.

При определении максимального нормального напряжения в почве для сдвоенных или строенных шин величины a и b рассчитывают в зависимости от схемы расположения шин.

Для единичного гусеничного движителя величины a и b рассчитываются по формулам:

$$a = \frac{l_Г}{2}, \tag{2.15}$$

где $l_Г$ – приведённая длина опорной поверхности гусеницы;

$$b = \frac{b_Г}{2}, \tag{2.16}$$

где $b_Г$ – ширина гусеницы.

Среднее давление единичного гусеничного движителя на почву $\bar{q}$ рассчитывают по формуле

$$\bar{q} = \bar{q}_Г \cdot K_З, \tag{2.17}$$

где $\bar{q}_Г$ – среднее давление гусеничного движителя на почву;

$K_З$ – коэффициент заполнения проекции контакта гусеницы с почвой.

Значения $\bar{q}_Г$ и $K_З$ определяются в соответствии с рекомендациями ГОСТ 26954-2019.

2.4 Способы снижения последствий уплотняющего воздействия движителей на почву

Принятие стандартов определило и основные направления борьбы с переуплотнением почвы:

– создание ходовых систем с допустимым уровнем воздействия на почву;

– разработка технологий возделывания сельскохозяйственных культур, уменьшающих последствия воздействия движителей на почву.

Первая концепция непосредственно связана с конструированием трактора и включает в себя несколько направлений:

1. Создание шин с повышенной несущей способностью, способных работать на низких давлениях (0,08–0,09 МПа).

2. Разработка пневмокатков, работающих на сверхнизких давлениях (0,08 МПа и менее).

3. Применение сдвоенных шин на ранневесенних работах. Данный метод считается наиболее перспективным. Основным его недостатком является увеличение поверхности, подвергающейся уплотнению.

4. Разработка и внедрение пневмогусеничных и комбинированных движителей.

5. Разработка и применение колесных движителей с разной колеёй передних и задних колёс.

Вторая концепция включает в себя четыре основных направления.

1. Уменьшение интенсивности воздействия на почву путем отказа от плуга и введения нулевой обработки почвы. Однако многие исследователи отмечают и ряд негативных последствий применения нулевой обработки почвы, связанных с переуплотнением почвы на глубине 20–30 см.

2. Использование широкозахватных и комбинированных орудий.

3. Применение почвообрабатывающих орудий с активными рабочими огранами.

4. Применение технологий возделывания сельскохозяйственных культур, разуплотняющих почву (разноуровневая вспашка, глубокое чизелевание на глубину 50–60 см).

Следует отметить, что все существующие способы уменьшения отрицательного воздействия движителей на почву способствуют и снижению себестоимости производимой сельскохозяйственной продукции.

Проведенные исследования показали и целый ряд недостатков, присущих ГОСТ 26954-2019.

Влияние движителей мобильных машин на почву не может рассматриваться только со стороны уплотняющего воздействия, т.к. одновременно с уплотнением происходит разрушение структуры почвы из-за буксования. Истирание почвы приводит к её высокой ветровой эрозии. Поэтому наряду со снижением удельного давления ходовых систем необходимо обеспечивать их высокие тягово-сцепные свойства.

Важное место в решении этой проблемы, кроме конструктивно-технических решений, приобретают вопросы, связанные с динамикой разуплотнения почвы под действием естественных факторов, поскольку они определяют как область применения, так и организацию сельскохозяйственных работ с использованием энергонасыщенной техники.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под структурой почвы?
2. Как определяется твёрдость почвы?
3. Как определяется пористость почвы?
4. Физические аспекты воздействие ходовых систем на почву и урожайность сельскохозяйственных культур.
5. Как определяются показатели уплотняющего воздействия движителей на почву?
6. Какие способы снижения последствий уплотняющего воздействия движителей на почву вы знаете?

3 РАБОТА КОЛЁСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

3.1 Назначение и требования, предъявляемые к пневмоколесам

Назначение колес состоит в том, чтобы:

1. Передавать на дорогу силу тяжести автомобиля.

2. Создавать на поверхности дороги внешние реактивные продольные силы, вызывающие движение или остановку движущегося автомобиля.

3. Создавать на поверхности дороги внешние реактивные боковые силы, заставляющие автомобиль двигаться по криволинейной траектории.

4. Уменьшать передаваемые автомобилю динамические нагрузки, возникающие при переезде через неровности дороги.

Широкое применение пневмоколеса получили вследствие их высоких амортизирующих качеств, т. е. способности поглощать удары, толчки и вибрацию. При этом энергия вибраций переходит в работу сжатия воздуха в шине и в работу упругого гистерезиса материала шины.

Под действием приложенной внешней нагрузки шина деформируется. При этом необратимо выделяется тепловая энергия и образуется пятно контакта колеса с основанием, по всей площади которого на колесо действует реакция основания.

Таким образом, пневмоколесо – это передаточный механизм с определенным коэффициентом полезного действия, характеризуемый силовыми и кинематическими показателями.

С одной стороны, колесо машины связано с трансмиссией, рамой машины и рулевым управлением, а с другой стороны – с опорной поверхностью. Поэтому от свойств пневмоколеса зависят такие эксплуатационные качества АТС, как тягово-сцепные, плавность хода, управляемость, устойчивость, топливная экономичность и т. д.

В связи с этим к пневмоколесам предъявляют следующие требования.

1. Оказывать минимальное сопротивление движению.

2. Обладать требуемой радиальной податливостью.

3. Иметь низкие удельные давления в площади контакта.

4. Обеспечивать хорошее сцепление с дорогой в продольном и поперечном направлениях.

5. Оказывать максимально возможное сопротивление боковому уводу.

6. Обладать высокой устойчивостью.

7. Не создавать шума при движении автомобиля.

8. Иметь минимальную массу и момент инерции.

Следует отметить, что значение перечисленных требований не одинаково для автомобилей различного типа и назначения. Этим объясняется большое разнообразие конструкций существующих шин.

3.2 Понятия о радиусах эластичного колеса

Радиусами эластичного колеса условно называют параметры, имеющие размерность длины, входящие в формулы для определения кинематических и динамических величин, характеризующих процесс его качения.

Свободный радиус r_0 – равен половине диаметра D_o наибольшего сечения беговой дорожки колеса, не нагруженного внешними силами, плоскостью, перпендикулярной оси его вращения (рисунок 3.1). Точку, принадлежащую этому сечению и оси вращения, называют центром колеса.

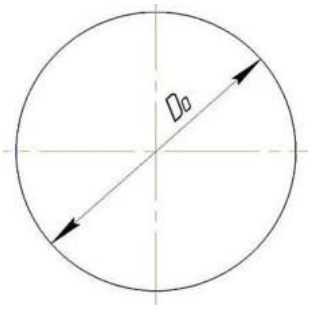


Рисунок 3.1 – Схема к определению свободного радиуса

Статический радиус r_{cm} – расстояние от центра неподвижного колеса, нагруженного нормальной силой, до опорной поверхности (рисунок 3.2).

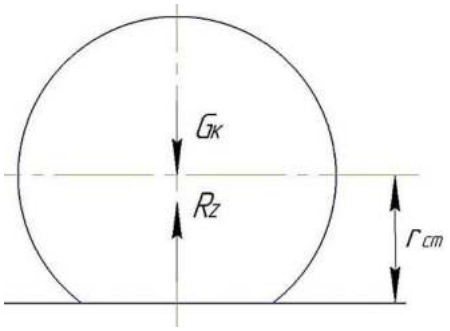


Рисунок 3.2 – Схема к определению статического радиуса колеса

Динамический радиус $r_д$ – расстояние от центра колеса, нагруженного нормальной силой, до линии действия результирующей сил, действующих в контакте (рисунок 3.3). На дорогах с твердым покрытием можно принять, что $r_{cm} = r_д$.

Радиус качения r_k – кинематический радиус, равен отношению окружной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости $r_k = \dfrac{V_k}{\omega_k}$.

Радиусы r_{cm}, $r_д$ для одного и того же колеса изменяются в зависимости от нагрузки, действующей на колесо, и давления воздуха в шине. Динамический радиус, кроме того, несколько увеличивается с увеличением угло-

вой скорости колеса $\omega_к$ и уменьшается с увеличением передаваемого крутящего момента.

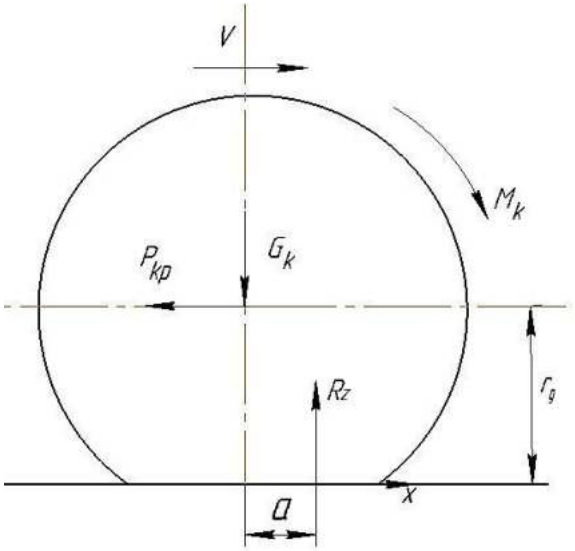


Рисунок 3.3 – Схема к определению динамического радиуса колеса

Радиусы r_{cm}, $r_д$ для одного и того же колеса изменяются в зависимости от нагрузки, действующей на колесо и давления воздуха в шине. Динамический радиус, кроме того, несколько увеличивается с увеличением угловой скорости колеса $\omega_к$ и уменьшается с увеличением передаваемого крутящего момента.

Значения r_{cm} при максимальной допустимой нагрузке стандартизованы. Приближенно r_{cm} можно найти по формуле

$$r_{cm} = 0{,}5d + \Delta\lambda_{cm}B, \tag{3.1}$$

где d – посадочный диаметр обода;

$\Delta = H/B$ – отношение высоты к ширине шины;

λ_{cm} – коэффициент, учитывающий смятие шины под нагрузкой.

Для шин грузовых автомобилей и автобусов (кроме широкопрофильных) *H/B=1.0*. Для легковых автомобилей, если шины имеют дюймовое обозначение *H/B*≈0,95, если смешанное (миллиметрово-дюймовое) – *H/B*=0,8–0,85.

Для шин грузовых и диагональных шин легковых автомобилей $\lambda_{см}$=0,85–0,9, для радиальных шин легковых автомобилей $\lambda_{см}$=0,8–0,85.

От этих же параметров, но в большей степени зависит радиус качения колеса $\boldsymbol{r_k}$. С ростом крутящего момента он уменьшается, а с ростом тормозного момента увеличивается. При полном буксовании r_k=0, при полном скольжении (юзе) r_k=∞.

Если момент, передаваемый колесом, не превышает 60% значения, при котором наступает полное буксование или скольжение, то зависимость $r_k = f(M)$ можно считать линейной.

$$r_k = r_к^c - \lambda M\,, \tag{3.2}$$

где $r_к^c$ – радиус качения колеса в свободном режиме;

λ – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Для большинства шин можно принять

$$r_к^c = (1{,}03 \div 1{,}06) r_{cm}\,. \tag{3.3}$$

Шины с радиальным расположением нитей корда при одних и тех же размерах имеют большее значение радиуса качения в свободном режиме, чем шины с диагональным расположением нитей корда. На практике радиус качения $r_к$ определяют как отношение пути, пройденного колесом, к углу его поворота:

$$r_к = \frac{S_k}{\varphi}\,. \tag{3.4}$$

3.3 Гистерезисные и сцепные свойства шин

Если на обжимном стенде будем нагружать и разгружать шину через ось колеса нормальной силой и записывать значения перемещения центра колеса, то кривые нагрузки и разгрузки не совпадут, образуя так называемую петлю гистерезиса (рисунок 3.4).

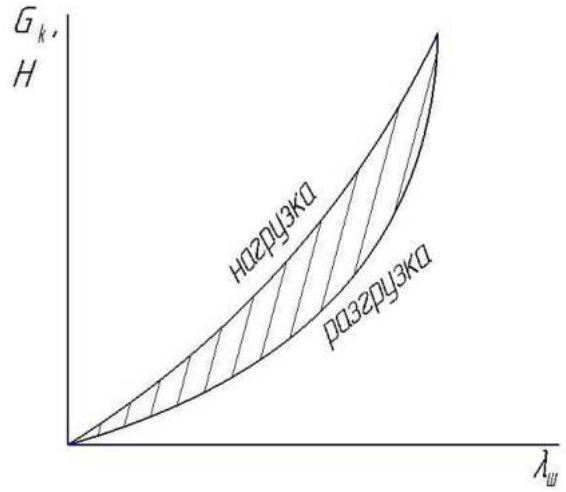


Рисунок 3.4 – Кривые нагрузки и разгрузки шины нормальной нагрузкой

Площадь петли гистерезиса в определённом масштабе численно равна потерям энергии на внутреннее трение в материале шины и протектора шины об опорное основание. Работа на трение в материале шины превращается в тепло, идет на нагрев шины и рассеивается в окружающем пространстве.

Величина гистерезисных потерь и, соответственно степень повышения температуры работающего колеса, зависит от массы деформируемого материала и гистерезисных свойств шины.

Последние определяются:

1. Внутренним давлением воздуха в шине.

2. Внутренним строением и конструктивными особенностями шины.

Так, со снижением давления в шине увеличивается степень деформации и масса деформируемого материала. Последнее сопровождается увеличением гистерезисных потерь и повышением температуры шины. Радиальные шины при одной и той же величине деформации обладают меньшими гистерезисными потерями, чем диагональные. Гистерезисные потери радиальных шин определяются их внутренним строением и зависят от нормы слойности, углов закроя нитей корда брекера и каркаса.

Гистерезисные потери пропорциональны общим потерям на сопротивление качению шины по твердому основанию, хотя условия деформирования шины на обжимном стенде и в реальных условиях неодинаковы.

Поэтому по работе, затраченной на гистерезис при деформировании шины, можно определить коэффициент сопротивления качению пневмоколеса по твердому основанию.

Сцепные свойства шин определяют проходимость, разгонные и тормозные качества автомобиля. Показателем сцепных свойств шины является коэффициент сцепления

$$\varphi_{\text{сц}} = \frac{P_{\text{к}max}}{G_{\text{к}}}, \qquad (3.5)$$

где $P_{\text{к}max}$ – максимальная касательная сила тяги, развиваемая колесом, Н;

G_k – нормальная нагрузка на ось колеса.

Значение коэффициента сцепления зависит от сил трения скольжения резины колеса об опорное основание, внутреннего трения и сцепления между частицами почвы. Последние зависят от типа и состояния почвы, от конструкции протектора, режимов работы и нормальной нагрузки на колесо.

3.4 Опорно-грузоподъемные свойства шин

Опорные свойства шин характеризуются значениями площади контакта F, среднего $P_{ср}$ и максимального P_{max} давлений в пятне контакта.

Пятно контакта образуется при деформации шины под действием нормальной нагрузки (рисунок 3.5).

Обычно значение площади контакта определяют при наибольшей допустимой радиальной деформации шины, равной 15–18% высоты шины.

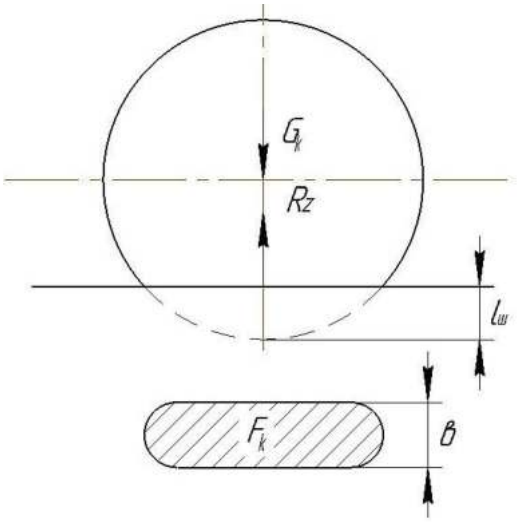


Рисунок 3.5 – Схема деформации шины нормальной нагрузкой

Значение площади контакта зависит главным образом от нормальной нагрузки на колесо, давления воздуха в шине, ширины и наружного диаметра колеса. Ориентировочно площадь контакта можно определить по формуле

$$F = \pi \cdot l_{ш} \cdot \sqrt{Db} = \frac{G_k}{P_W} C, \tag{3.6}$$

где $l_{ш}$ – нормальная деформация шины;

D, b – наружный диаметр и ширина шины;

G_K – нормальная нагрузка на ось колеса;

P_w – давление воздуха в шине;

C – коэффициент пропорциональности.

Среднее давление в контакте шины с опорным основанием

$$P_{ср} = \frac{G_k}{F} \approx P_W. \tag{3.7}$$

Грузоподъемность шины – это наибольшее допустимое значение нормальной нагрузки G_k, при которой, несмотря на радиальную деформацию $l_{ш}$, обеспечивается заданный срок службы шины при заданном значении давления воздуха P_W в ней.

Грузоподъёмность колеса зависит от конструктивных размеров и внутреннего строения шины.

3.5 Радиальная и окружная жесткость шины

Под действием внешних нагрузок пневматическая шина подвергается различным деформациям, взаимосвязанным между собой. Для удобства анализа их разделяют и выделяют 4 вида деформаций: радиальную (нормальную), окружную (тангенциальную), поперечную (боковую) и угловую.

Если к шине приложить нормальную нагрузку G_k, то деформация шины выражается в уменьшении расстояния от оси колеса до его опорной поверхности на величину $l_ш$ в сравнении с его свободным радиусом r_0 (рисунок 3.6).

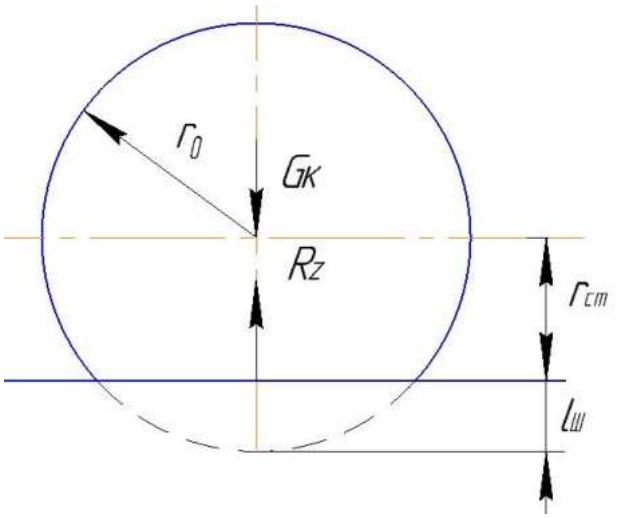


Рисунок 3.6 – Схема к определению радиальной жесткости шины

Величина $l_ш$ называется нормальной (радиальной) деформацией шины. Отношение

$$C_ш = \frac{G_k}{l_ш} \tag{3.8}$$

называется коэффициентом нормальной жесткости шины и является одним из наиболее важных параметров шины, определяющих плавность хода АТС.

Величина его зависит главным образом от давления воздуха в шине, от ее размеров, конструкции и внутреннего строения шины.

Окружные деформации сопутствуют нормальным и возникают одновременно с ними. Но главным образом они вызываются действием на колесо крутящих моментов. Та часть окружной деформации, которая приходится на долю указанных моментов и сил, называется тангенциальной деформацией.

Отношение прикладываемого крутящего момента к вызываемому им углу закрутки шины называется тангенциальной жесткостью шины.

$$C\tau = \frac{M_k}{\varphi_\tau}, \tag{3.9}$$

где φ_τ – угол закрутки шины;

M_k – момент, подведенный к оси колеса.

Тангенциальная жесткость шины зависит главным образом от размеров, конструктивного исполнения и материалов, из которых изготовлена шина.

3.6 Сопротивление шин боковому уводу и угловой деформации

Эластичное колесо, нагруженное поперечной силой, может катиться без скольжения под некоторым углом к плоскости своего вращения. Такое качение называют уводом колеса, а угол, который вектор скорости центра колеса образует с его плоскостью вращения, – углом увода $\delta_{ув}$.

Под действием боковой силы шина изгибается и средняя плоскость колеса сместится относительно центра контакта на расстояние $в_ш$.

При качении колеса точка B войдет в соприкосновение с дорогой в точке B_2 (рисунок 3.7), точка C – в точке C_2 и т. д.

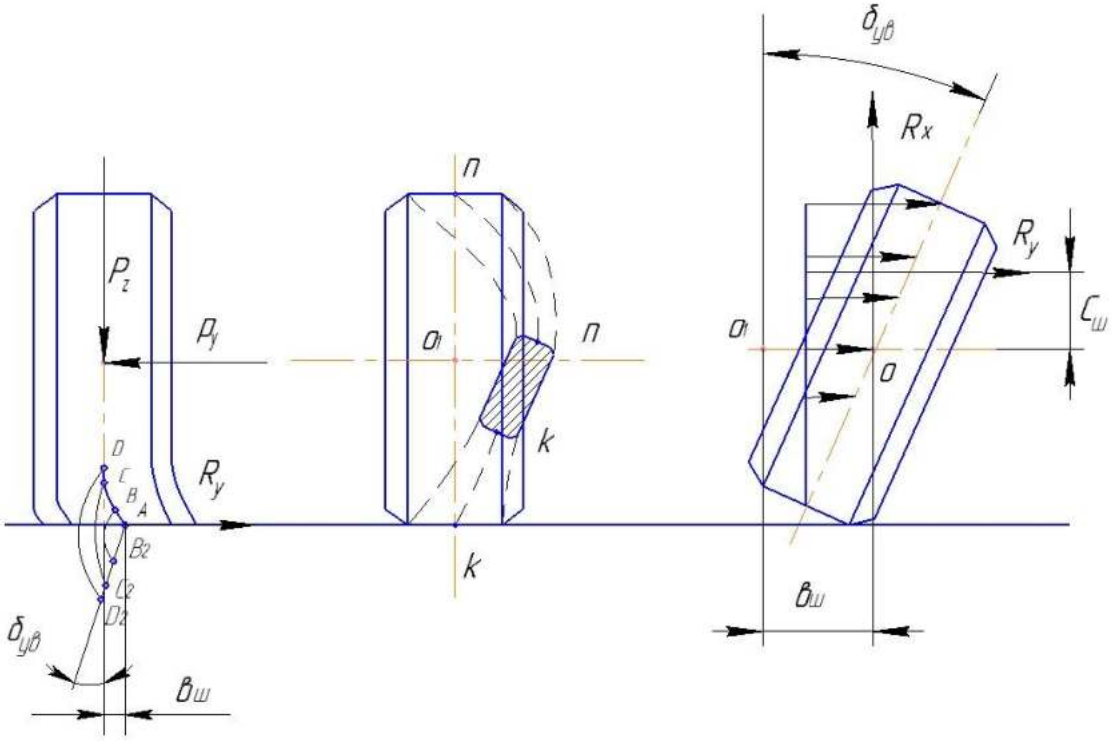


Рисунок 3.7 – Схема деформации шины при качении с боковым уводом

В результате колесо покатится по направлению AD_2. При этом средняя плоскость колеса окажется расположенной под углом $\delta_{ув}$ к направлению движения.

Во время увода колеса к передней части контакта приближаются элементы шины, менее деформированные в поперечном направлении (участок *k*-*k*), чем в задней (участок *n*-*n*). Поэтому при малых силах P_y элементарные поперечные реакции в передней части контакта меньше, чем в задней, и эпюра элементарных поперечных реакций имеет форму, близкую к треугольной (рисунок 3.8).

Равнодействующая R_y, равная по величине силе P_y, смещена относительно центра контакта на расстояние $C_ш$, касательная реакция дороги R_x смещена также на величину $b_ш$. В результате увода проекция центра колеса

на плоскость дороги т. O_1 не совпадает с центром контакта т. O, а силы R_x и R_y создают моменты, стремящиеся повернуть колесо вокруг шкворня.

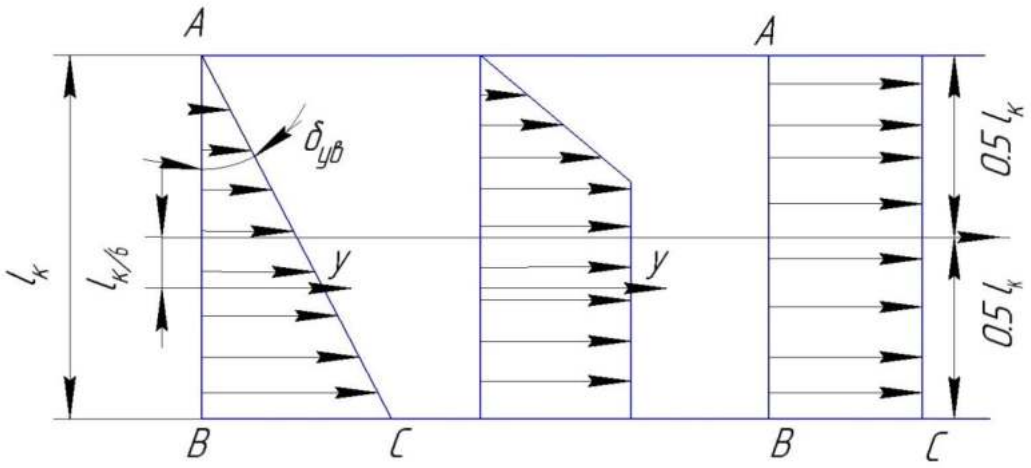


Рисунок 3.8 – Эпюры поперечных реакций при качении колеса с боковым уводом

При малых значениях силы P_y эпюра поперечных сил близка к треугольной и колесо изменяет направление движения главным образом вследствие упругих деформаций шины. Увеличение силы P_y вызывает вначале лишь увеличение площади эпюры без изменения формы. При дальнейшем увеличении силы P_y элементарные поперечные силы, достигнув предельного по условиям сцепления значения, остаются постоянными и эпюра приобретает форму трапеции. Когда сила P_y достигает значения силы сцепления $P_{сц}$, все пятно контакта смещается в поперечном направлении, после чего реакция R_y остается равной $G_к \cdot \varphi_{сц}$, а увод колеса сопровождается одновременным проскальзыванием шины относительно дороги.

Площадь ΔABC в определённом масштабе представляет собой поперечную реакцию R_y дороги. При малых значениях поперечной силы

$$R_y = c_{ув} \cdot 0{,}5 AB \cdot BC = 0{,}5 \cdot C_{ув} \cdot l_k^2 tg\delta_{ув}, \qquad (3.10)$$

$$R_y \approx 0{,}5 \cdot C_{ув} \cdot l_k^2 \cdot \delta_{ув}, \qquad (3.11)$$

где $C_{ув}$ – коэффициент пропорциональности;

$l_к$ – длина контакта.

Произведение $0{,}5 \cdot c_{ув} \cdot l_k^2 = k_{ув}$ для конкретной шины есть величина постоянная. Тогда

$$R_{y=k_{ув} \cdot \sigma_{ув}}. \qquad (3.12)$$

Отношение боковой силы $P_{ув}$ к вызываемому ею углу бокового увода $\delta_{ув}$ называется коэффициентом сопротивления боковому уводу $k_{ув}$:

$$k_{ув} = \frac{P_y}{\delta_{ув}}. \quad (3.13)$$

На сопротивление шин боковому уводу существенно влияют размеры и конструктивное исполнение шины, давление воздуха в шине. С увеличением последнего сопротивление шин боковому уводу увеличивается.

Следует отметить, что уравнение (3.13) справедливо лишь до тех пор, пока увод происходит без бокового скольжения шин. Этому соответствуют весьма ограниченные углы увода, не превышающие 3°–5° для шин легковых автомобилей, и еще меньше для шин грузовых автомобилей и автобусов.

Если к колесу, кроме нормальной силы, приложить момент M_ψ, направленный параллельно поверхности пути, то возникает угловая деформация шины. Эта деформация проявляется в том, что средняя линия протектора отклоняется от средней линии контакта *а-а* шины с дорогой на некоторый угол ψ (рисунок 3.9).

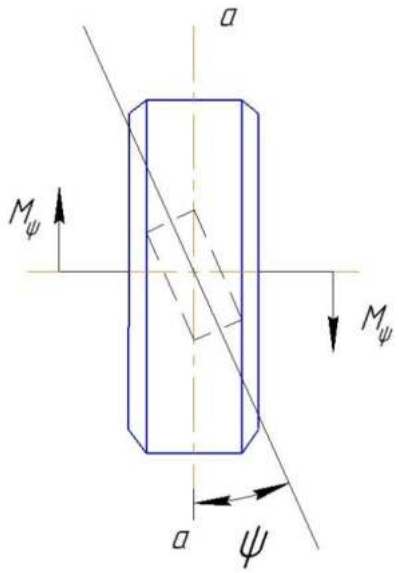


Рисунок 3.9 – Схема угловой деформации шины

Отношение момента M_ψ к вызываемому им углу отклонения ψ называется угловой жесткостью (податливостью) шины:

$$C_\psi = \frac{M_\psi}{\psi}. \quad (3.14)$$

Благодаря угловой податливости шины колесо может в некоторых пределах отклоняться от направления движения без заметного проскальзывания элементов протектора относительно дороги. Это позволяет уменьшить износ шины при поворотах её с помощью рулевого механизма.

3.7 Качение колеса в ведомом режиме

В теории качения пневматических колёс можно выделить пять режимов: ведомый, ведущий, свободный, нейтральный и тормозной.

Под ведомым режимом понимается качение колеса, нагруженного нормальной силой, под действием толкающего усилия.

Ведущий режим – колесо, нагруженное нормальной силой и тяговым сопротивлением, движется под действием крутящего момента, подведенного к оси колеса.

Свободный режим – колесо, нагруженное нормальной силой, движется под действием крутящего момента, величина которого равна моменту сопротивления движению.

Нейтральный режим – колесо, нагруженное нормальной силой, движется под действием крутящего момента и толкающего усилия.

В тормозном режиме колеса работают при торможении автомобиля. Колесо нагружено нормальной и тормозной силами и движется под действием толкающего усилия, передаваемого от остова автомобиля к оси колеса.

Рассмотрим качение ведомого колеса. К колесу приложена сила P_x, уравновешиваемая в пятне контакта силой реакции X (рисунок 3.10).

В результате гистерезисных потерь, вызванных деформацией шины под действием нормальной нагрузки G_k, энергия, затрачиваемая на деформацию элементов шины, входящих в контакт, полностью не возвращается шине при выходе их из контакта. Это приводит к сносу нормальной реакции R_Z относительно оси колеса на величину плеча a.

Силы Px и X растягивают шину и перемещают ось колеса в направлении реакции R_Z, что приводит к уменьшению сноса a.

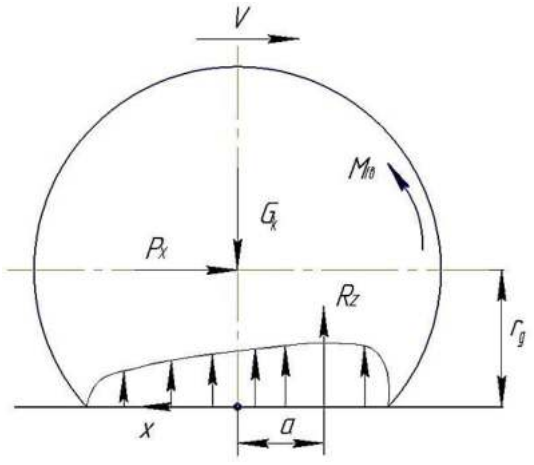


Рисунок 3.10 – Силы, действующие на ведомое колесо

Вентиляционные потери создают момент сопротивления M_{fb}, который непосредственно можно приложить к колесу. Этот момент можно заменить условным дополнительным сносом нормальной реакции a.

В связи с малыми силами *Px* и моментом M_{fb} изменение сноса реакции *a* учитывать не будем.

Уравнения равновесия колеса запишутся в виде:

$$\sum x = 0 \quad \text{откуда} \quad Px = X. \tag{3.15}$$

$$\sum y = 0 \quad \text{откуда} \quad G_k = R_Z. \tag{3.16}$$

$$\sum M_o = 0 \quad \text{откуда} \quad Px \cdot r_d - R_Z \cdot a = 0. \tag{3.17}$$

Разделим уравнение (3.17) на силовой радиус r_d:

$$Px - R_Z \frac{a}{r_d} = 0. \tag{3.18}$$

$$\frac{a}{r_d} = f, \tag{3.19}$$

где *f* – коэффициент сопротивления качению ведомого колеса;

$$R_Z \frac{a}{r_d} = f \cdot G_k = P_f, \tag{3.20}$$

где P_f – сила сопротивления качению ведомого колеса.

Таким образом, с энергетической точки зрения, сила сопротивления качению на твердом опорном основании пропорциональна потерям энергии на трение в шине и на трение шины об опорное основание.

3.8 Качение колеса в ведущем режиме

При качении ведущего колеса, как и при качении ведомого, имеют место те же потери, которые создают момент сопротивления качению. Силы P_{kp} и R_x растягивают шину, что увеличивает величину плеча сопротивления качению *a* (рисунок 3.11).

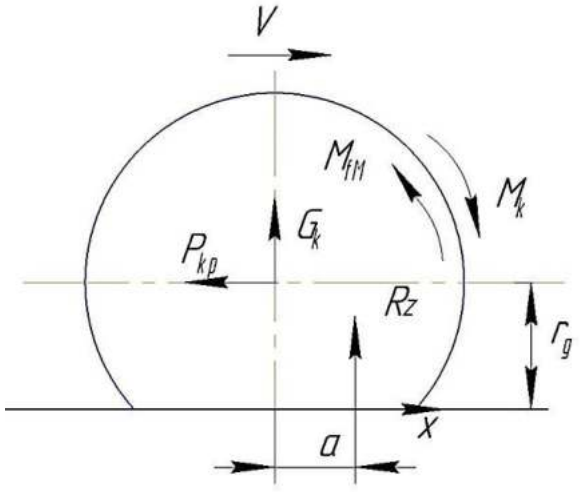


Рисунок 3.11 – Схема сил, действующих на ведущее колесо

Дополнительные деформации, обусловленные действием крутящего момента M_k и силами P_{kp} и R_x, вызывают дополнительные гистерезисные потери, создающие момент сопротивлению качению M_{fm}, зависящий от M_k.

К пятну контакта подводятся сжатые под действием крутящего момента участки беговой дорожки шины. Окружное сжатие беговой дорожки сохраняется неизменным в передней части пятна контакта, в задней оно уменьшается, вызывая перемещение элементов шины относительно опорной поверхности в сторону, противоположную перемещению колеса. Перемещение элементов шины на ограниченном участке пятна контакта в результате их предварительного сжатия представляет собой упругое буксование, которое отличается от скольжения направлением перемещения элементов шины.

Окружное сжатие беговой дорожки шины в передней части контакта приводит к уменьшению перемещения колеса, его поступательной скорости *V* и радиуса качения.

$$r_k = \frac{V}{\omega_k}. \tag{3.21}$$

Уменьшение поступательной скорости оси колеса при упругом буксовании, вызванное окружным сжатием шины, называют скоростью буксования, определяемой выражением

$$V_б = \left(r_k^c - r_k\right) \cdot \omega, \tag{3.22}$$

где r_k^c – радиус качения колеса в свободном режиме.

При определенной величине крутящего момента все точки шины начинают перемещаться относительно опорной поверхности. Их перемещение в пятне контакта представляет собой неупругое буксование, при котором скорость буксования также определяется выражением (3.22).

Относительная скорость буксованием представляет собой коэффициент буксования.

$$S_\delta = \left(r_k^c - r_k\right) / r_k^c. \tag{3.23}$$

Уравнения равновесия ведущего колеса можно записать в виде:

$$\sum X = 0, \quad \text{откуда} \quad R_X = P_{кр}; \tag{3.24}$$

$$\sum X = 0, \ \text{откуда} \quad G_K = R_Z. \tag{3.25}$$

$$\sum M_a = 0 \quad M_к - P_{кр} \cdot r_d - M_{fm} - R_Z \cdot a = 0. \tag{3.26}$$

Сумму моментов $M_{fm} + R_Z \cdot a$ заменяем моментом сопротивления ведущего колеса M_f.

Тогда уравнение (3.26) запишется в виде

$$M_к - P_{кр} \cdot r_d - M_f = 0. \tag{3.27}$$

Разделим уравнение моментов на силовой радиус r_d:

$$\frac{M_к}{r_d} - R_x - \frac{M_f}{r_d} = 0. \quad (3.28)$$

$$\frac{M_k}{r_d} = P_k, \quad (3.29)$$

где P_k – полное окружное усилие, развиваемое ведущим колесом (касательная сила тяги).

Полная окружная сила колеса, называемая силой тяги, представляет собой окружную силу R_x, создаваемую крутящим моментом и действующую в пятне контакта с опорной поверхностью при отсутствии силовых потерь на качение, т.е. при $P_f = 0$.

$$\frac{M_f}{r_d} = P_f = fG_a, \quad (3.30)$$

где f – коэффициент сопротивления качению ведущего колеса,

$$f = f_p + f_m, \quad (3.31)$$

где f_p – коэффициент сопротивления качению, обусловленный действием нормальной нагрузки;

f_m – коэффициент сопротивления качению, обусловленный действием крутящего момента,

$$f_m = \frac{K_f M_к}{r_d}, \quad (3.32)$$

где K_f – коэффициент учета потерь, вызванных крутящим моментом.

С учетом формул (3.29) и (3.30) уравнение (3.28) можно записать в виде:

$$P_к - P_f - P_{кр} = 0. \quad (3.33)$$

Уравнение (3.33) называется уравнением силового баланса ведущего колеса.

Таким образом, при качении ведущего колеса имеют место два вида потерь: силовые, приводящие к уменьшению тяговой силы $P_{кр}$, и скоростные, связанные с упругим и неупругим буксованием, которые приводят к уменьшению скорости автомобиля по сравнению с теоретической.

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение и требования, предъявляемые к пневматическим колёсам.
2. Какие радиусы используются для описания процесса взаимодействия пневматического колеса с опорным основанием?
3. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют на радиальную жёсткость шин?
4. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют на окружную жёсткость шин?
5. Что такое коэффициент сопротвления боковому уводу?
6. Чем обусловлена угловая деформация шин?
7. Какие силы действуют на колесо при качении в ведомом режиме?
8. Чем обусловлено возникновение силы сопротивления при качении колеса по жесткому и деформируемому опорному основанию?
9. Какие силы действуют на колесо при качении в ведущем режиме?
10. Какие виды потерь наблюдаются при качении ведущего колеса?

4 РАБОТА ДВИЖИТЕЛЕЙ ГУСЕНИЧНОГО ТИПА

4.1 Особенности кинематики гусеничного движителя

Характерной особенностью кинематики гусеничного движителя являются периодические колебания поступательной скорости остова машины при равномерном вращении ведущей звёздочки. Это связано с тем, что гусеничная цепь не является гибкой нитью, а состоит из отдельных жестких звеньев. При укладке на ведущую звёздочку они совместно с её элементами образуют жёсткий треугольник (рисунок 4.1), от положения которого зависит окружная скорость гусеничной цепи.

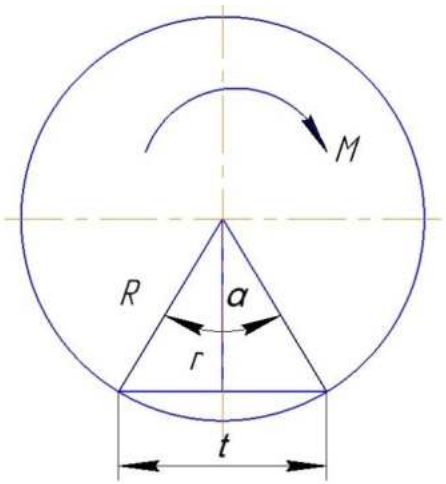


Рисунок 4.1 – Схема к расчёту радиуса качения гусеничного движителя

Максимальную V_{max} и минимальную V_{min} скорости гусеницы найдём из выражений:

$$V_{max} = \omega_k \cdot R, \tag{4.1}$$

$$V_{min} = \omega_k \cdot r, \tag{4.2}$$

где $\omega_к$ – угловая скорость вращения ведущей звездочки, с$^{-1}$;

R – максимальный радиус качения ведущей звёздочки, м;

r – минимальный радиус качения ведущей звёздочки, м.

Отношение максимальной V_{max} и минимальной V_{min} скоростей гусеничной цепи характеризует неравномерность движения гусеничного обвода и называется коэффициентом неравномерности.

$$K_н = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{R}{r}. \tag{4.3}$$

Минимальный радиус качения выразим через шаг звена гусеницы:

$$r = \sqrt{R^2 - \frac{t^2}{4}}. \tag{4.4}$$

Подставив в выражение (4.3) значение минимального радиуса r, окончательно будем иметь:

$$K_н = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{t^2}{4R^2}}}. \quad (4.5)$$

Из формулы (4.5) следует, что чем меньше шаг звена гусеницы t и больше радиус ведущей звёздочки R, тем меньше коэффициент неравномерности движения гусеницы. Поэтому скоростные гусеничные машины комплектуют гусеничным движителем с малой длиной трака и большим диаметром ведущей звёздочки.

Продольные колебания гусеничных машин, обусловленные неравномерностью движения гусеничного обвода является серьёзным препятствием для увеличения их рабочей скорости.

Следует также отметить, что описанное выше явление вызывает также периодические изменения натяжения гусеницы и, как следствие, вертикальные удары на опорные катки и через них на остов машины и опорное основание.

Так как радиус ведущей звёздочки является переменной величиной, то для расчёта скорости движения и тягового усилия было введено понятие эквивалентного радиуса $r_{эк}$. Расчётная формула для определения эквивалентного радиуса $r_{эк}$ была получена из следующих соображений.

За один оборот ведущей звёздочки, по периметру которой укладывается z звеньев, имеющих шаг t, будет отмотана часть гусеницы длиной

$$S_{об} = z \cdot t, \quad (4.6)$$

где z – число звеньев, укладывающихся на ведущей звездочке за один оборот;

t – шаг звена гусеницы.

За один оборот этот же путь пройдёт эквивалентное колесо с радиусом $r_{эк}$

$$S_{об} = 2\pi \cdot r_{эк}. \quad (4.7)$$

Из формул (4.6) и (4.7) определим выражение для определения эквивалентного радиуса $r_{эк}$ гусеничного движителя:

$$r_{эк} = \frac{z \cdot t}{2\pi}. \quad (4.8)$$

4.2 Сцепление гусеничного движителя с почвой. Определение коэффициента сцепления

Основным назначением гусеничного движителя является создание тягового усилия. Способность гусеничной машины к реализации тяговой силы зависит от конструктивных параметров гусеничного движителя.

Рассмотрим влияние конструктивных параметров на тяговые свойства гусеничных движителей. При взаимодействии гусеничной ленты, нагружен-

ной опорными катками с грунтом, на плоских опорных участках и грунтозацепах создаются соответственно силы трения F_{mp} плоскости о почву и упорные реакции F_{yn} (рисунок 4.2).

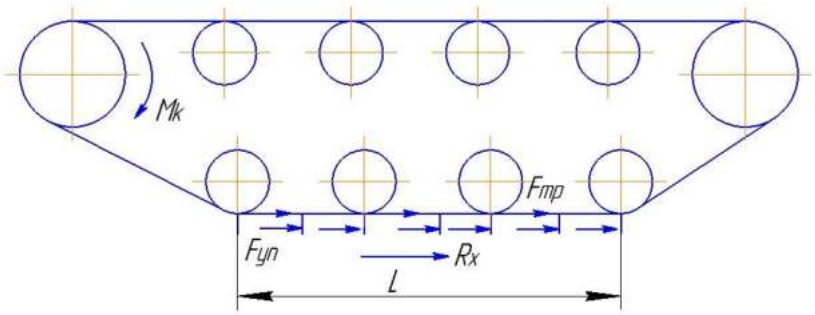


Рисунок 4.2 – Схема сил, действующих в зоне контакта гусеницы с опорным основанием

Сумма силы трения и упорных реакций создаёт результирующую касательную реакцию почвы R_x:

$$R_x = \sum_1^n F_{yn} + F_{mp}\,. \tag{4.9}$$

$$F_{mp} = \mu \cdot G_{mp}, \tag{4.10}$$

где μ – коэффициент трения гусеницы о почву;

G_{mp} – вес трактора.

Упорные реакции под грунтозацепами определим из учёта упругих свойств почвы:

$$F_{yn} = n \cdot \sigma \cdot f = n \cdot c \cdot \Delta l \cdot h \cdot b\,, \tag{4.11}$$

где σ – нормальное напряжение под грунтозацепом;

f – площадь опорной поверхности грунтозацепа;

c – коэффициент объёмного смятия почвы;

Δl – перемещение грунтозацепа;

h – высота грунтозацепа;

b – ширина грунтозацепа;

n – число грунтозацепов, одновременно находящихся в зацеплении с опорным основанием.

Подставив значения силы трения и упорных реакций из формул (4.10) и (4.11), будем иметь:

$$R_x = n \cdot c \cdot \Delta l \cdot h \cdot b + \mu \cdot G_{mp} = P_к\,, \tag{4.12}$$

где $P_к$ – касательная сила тяги, развиваемая движителем.

Разделив выражение (4.12) на длину опорной поверхности *L,* получим

$$\frac{P_к}{L} = \frac{n \cdot c \cdot \Delta l \cdot h \cdot b}{L} + \frac{\mu \cdot G_{mp}}{L}\,. \tag{4.13}$$

Отношение $\Delta l / L$ является коэффициентом буксования δ.

Тогда $$\frac{P_к}{L} = n \cdot c \cdot h \cdot \delta \cdot b + \frac{\mu \cdot G_{тр}}{L}, \quad (4.14)$$

откуда $$\delta = \frac{P_к - \mu \cdot G_{тр}}{n \cdot c \cdot h \cdot b \cdot L}. \quad (4.15)$$

Анализ формулы (4.15) показывает, что:

– буксование гусеничного движителя тем больше, чем больше развиваемое тяговое усилие и меньше коэффициент трения;

– на почвах с меньшим коэффициентом объёмного смятия (с меньшей несущей способностью) буксование выше;

– увеличение опорной поверхности гусеницы улучшает сцепные свойства движителя, однако при этом снижается его маневренность.

4.3 Давление гусеничного движителя на почву. Определение координаты центра давления

Характеристика распределения удельного давления трактора на грунт имеет существенное практическое значение по нескольким причинам.

1. От характера распределения нормального давления на опору зависит величина касательной силы тяги, то есть тяговые возможности трактора.

2. Равномерность распределения давления на грунт определяет такие важные показатели, как проходимость, глубина колеи, степень уплотнения почвы и т.д.

3. При неравномерном распределении давления по длине опорной поверхности гусеницы увеличивается износ и снижается ресурс опорных катков.

Поэтому одной из задач при разработке гусеничных движителей является обеспечение равномерного распределения давления на почву.

При равномерном распределении нормального давления на грунт величина среднего удельного давления может быть определена из выражения

$$q_{ср} = \frac{G_{тр}}{2b \cdot L}. \quad (4.16)$$

В реальных условиях работы трактора давление на почву распределяется неравномерно. Основным показателем равномерности распределения давления гусеницы на почву является величина смещения нормальной реакции y относительно середины опорной поверхности гусеницы (т. O). Для анализа факторов, влияющих на характер распределения давления, рассмотрим общий случай движения трактора (рисунок 4.3).

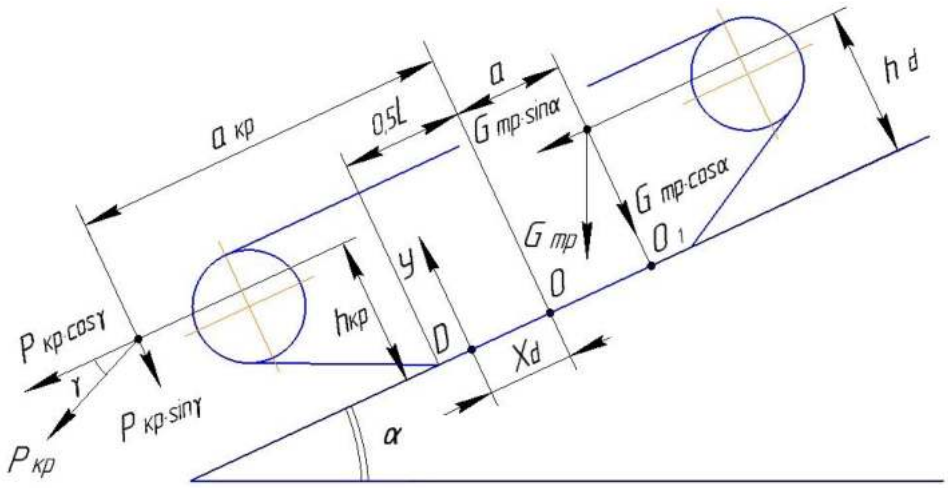


Рисунок 4.3 – Схема к определению координат центра давления

Под центром давления (т. D) понимается точка, к которой приложена равнодействующая элементарных сил давления почвы на опорную базу L.

Для определения положения центра давления (т. D) запишем уравнение моментов относительно т. O:

$$У \cdot X_{\partial} + G_{тр} \cdot \cos\alpha \cdot a - G_{тр} \cdot \sin\alpha \cdot h_{\partial} - P_{кр} \cdot \cos\gamma \cdot h_{кр} - P_{кр} \cdot \sin\gamma \cdot a_{кр} = 0, \quad (4.17)$$

где X_{∂} – смещение центра давления от середины продольной базы;

a – смещение центра масс от середины продольной базы.

Откуда

$$X_{\partial} = \frac{G_{тр} \cdot \sin\alpha \cdot h_{\partial} + P_{кр} \cdot \cos\gamma \cdot h_{кр} + P_{кр} \cdot \sin\gamma \cdot a_{кр} - G_{тр} \cdot \cos\alpha \cdot a}{У}. \quad (4.18)$$

Величину суммарной результирующей нормальной реакции $У$ найдём из уравнения равновесия:

$$У = G_{тр} \cdot \cos\alpha + P_{кр} \cdot \sin\gamma. \quad (4.19)$$

Подставляя значение $У$ из формулы (4.19) в формулу (4.18), будем иметь:

$$X_{\partial} = \frac{G_{тр} \cdot \sin\alpha \cdot h_{\partial} + P_{кр} \cdot \cos\gamma \cdot h_{кр} + P_{кр} \cdot \sin\gamma \cdot a_{кр} - G_{тр} \cdot \cos\alpha \cdot a}{G_{тр} \cdot \cos\alpha + P_{кр} \cdot \sin\alpha}. \quad (4.20)$$

Анализ формулы (4.20) показывает, что смещение центра давления относительно середины опорной базы зависит от:

– нагрузки на крюке и вылета точки прицепа орудия $a_{кр}$;

– вертикальной координаты центра масс h_{∂};

– смещения центра масс трактора от середины опорной поверхности.

Для малых углов α и γ можно принять $\sin\alpha = tg\alpha$, $\cos\alpha = 1$, $\cos\gamma = 1$, $\sin\gamma = 0$.

Тогда

$$X_{\partial} = h_{\partial} \cdot tg\alpha + \frac{P_{кр} \cdot h_{кр}}{G_{тр}} - a. \qquad (4.21)$$

Из формулы (4.21) видно, что для уменьшения смещения центра давления относительно середины опорной поверхности величину смещения a необходимо принимать такой, чтобы $X_{\partial} = 0$. При заданных значениях h_{∂}, $h_{кр}$ и a можно определить значение $P_{кр}$, при котором $X_{\partial} = 0$. В этом случае воздействие движителя на почву будет минимальным. Критическое значение $P_{кр}$ по опрокидыванию определится при условии $X_{\partial} = 0{,}5L$.

Из формулы (4.21) определяют значение крюкового усилия $P_{кр}$, при котором обеспечивается равномерное распределение давления по длине опорной поверхности гусеницы:

$$P_{кр} = \frac{a \cdot G_{тр} \cdot cos\alpha - h_d \cdot G_{тр} \cdot sin\alpha}{h_{кр}}. \qquad (4.22)$$

Максимально допустимое крюковое усилие по устойчивости определим из условия

$$X_d = 0{,}5 \cdot L, \qquad (4.23)$$

$$P_{кр} = \frac{0{,}5L \cdot G_{тр} \cdot cos\alpha + a \cdot G_{тр} \cdot cos\alpha - h_d \cdot G_{тр} \cdot sin\alpha}{h_{кр}}. \qquad (4.24)$$

Таким образом, как видно из формул (4.22) и (4.24), чем ниже точка прицепа, тем большее крюковое усилие может реализовать трактор.

4.4 Сопротивление движению гусеничного движителя

4.4.1 Потери энергии на лобовое сопротивление почвы

Силой сопротивления движению гусеничной машины называется условная сила, работа которой на заданном участке пути эквивалентна потерям энергии в движителе, не связанным с нагрузкой. Основную часть этих потерь составляют:

– потери на лобовое сопротивление почвы;

– потери ведущего момента в механизмах движителя;

– потери ведущего момента на ведущем участке гусеницы.

Для определения потерь энергии на преодоление лобового сопротивления определим работу dA, затрачиваемую гусеницей на прессование почвы при перемещении на расстояние dS (рисунок 4.5).

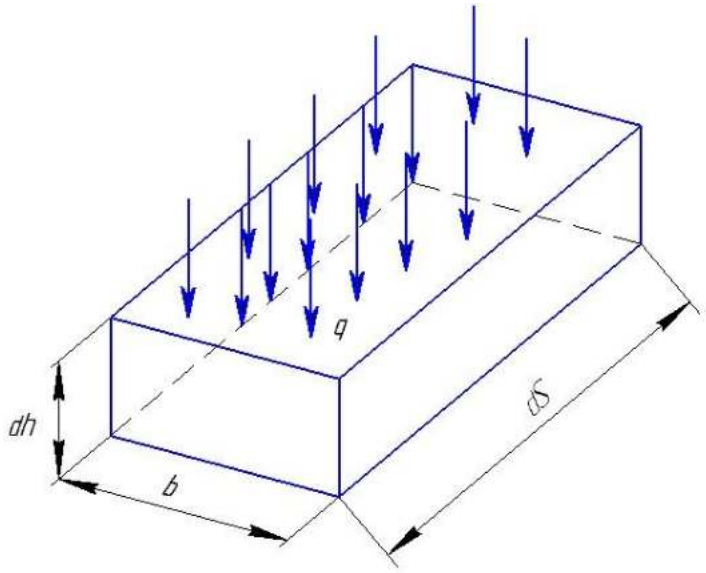


Рисунок 4.5 – Схема к определению лобового сопротивления почвы

$$dA = q \cdot b \cdot S \cdot dh. \tag{4.25}$$

$$A = \int_0^h b \cdot S \cdot q \cdot dh, \tag{4.26}$$

где b – ширина гусеницы;

q – давление гусеницы на почву;

h – величина деформации почвы.

Учитывая упругие свойства почвы, запишем:

$$q = c \cdot h, \tag{4.27}$$

где c – коэффициент объёмного смятия почвы.

Тогда

$$A = b \cdot S \cdot \int_0^h c \cdot h \cdot dh = b \cdot S \cdot c \cdot \frac{h^2}{2}. \tag{4.28}$$

Для двух гусениц

$$A = b \cdot S \cdot c \cdot h^2. \tag{4.29}$$

Выразим вес гусеничной машины через давление гусеницы на почву q и площадь гусеницы F_{on}:

$$G_{mp} = F_{on} \cdot q = 2 \cdot b \cdot L \cdot q, \tag{4.30}$$

где L – опорная база гусеничной машины.

$$G_{mp} = 2b \cdot c \cdot L \cdot h, \tag{4.31}$$

откуда

$$h = \frac{G_{mp}}{2b \cdot b \cdot L}. \tag{4.32}$$

Подставляя из формулы (4.32) значение глубины колеи h в формулу (4.29), будем иметь:

$$A = \frac{G_{mp}^2 \cdot S}{4b \cdot c \cdot L^2}. \tag{4.33}$$

Эту же работу на перемещении S совершит условная сила P_{f1}:

$$A_1 = P_{f1} \cdot S, \tag{4.34}$$

откуда

$$P_{f1} = \frac{G_{mp}^2}{4b \cdot c \cdot L^2}. \tag{4.35}$$

Таким образом, с точки зрения уменьшения затрат энергии на лобовое сопротивление почвы желательно увеличение длины гусеницы. Однако это сопровождается ухудшением управляемости гусеничной машины.

4.4.2 Потери ведущего момента в механизмах гусеничного движителя

Кроме лобового сопротивления в общую силу сопротивления качению гусеничного движителя включается сила P_{f2}, необходимая для преодоления трения в подвижных элементах гусеничного движителя. Гусеничный движитель включает гусеничный обвод, опорные катки и поддерживающие ролики. Гусеничный обвод включает опорную часть I (рисунок 4.6), ведущий участок *II* (от заднего опорного катка до второго зуба в зацеплении), свободную ветвь *III*, лобовую часть гусеницы IV.

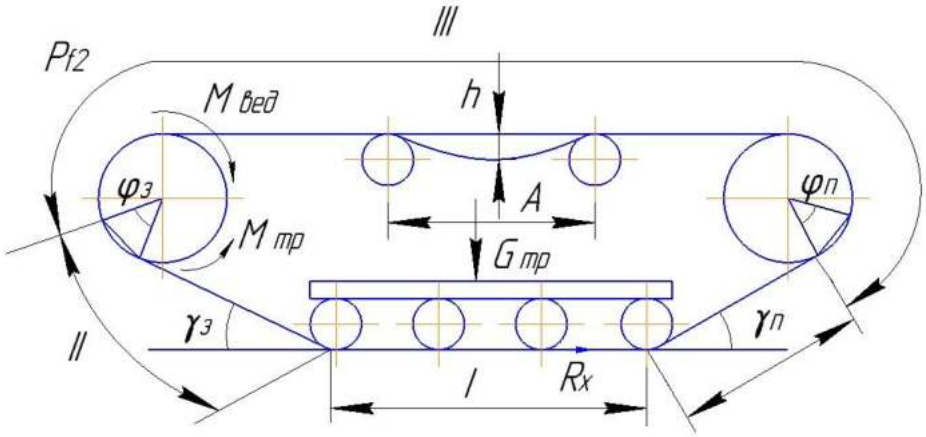


Рисунок 4.6 – Схема к определению потерь ведущего момента в механизмах гусеничного движителя

Для нормальной работы гусеницы требуется её предварительное натяжение

$$T_o = \frac{A \cdot q}{8h} + \frac{q \cdot V^2}{g}, \tag{4.36}$$

где q – масса погонного метра гусеницы, кг;

V – скорость перемотки гусеницы;

h – свободное провисание гусеницы между поддерживающими роликами;

A – расстояние между поддерживающими роликами.

Первое слагаемое в формуле (4.36) обеспечивает несползание гусеницы, вторая часть компенсирует центробежные силы.

Рассмотрим потери силы тяги трактора на трение в элементах (шарнирах) гусеницы при холостом её перематывании (рисунок 4.7).

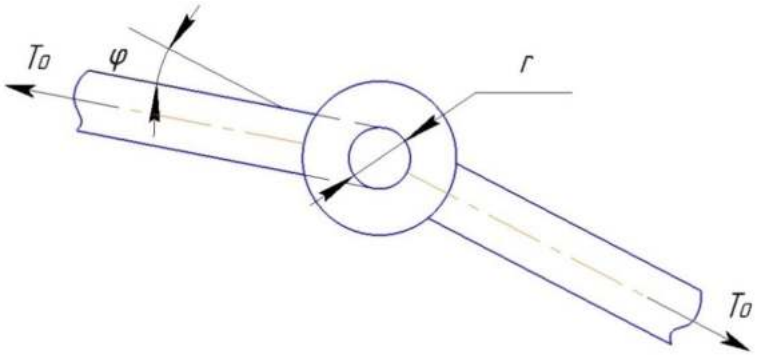


Рисунок 4.7 – Схема к определению сил трения в шарнирах гусеницы при её свободном перематывании

Момент трения в шарнире

$$M_{mp} = \mu \cdot T_o \cdot r, \tag{4.37}$$

где μ – коэффициент трения в шарнире;

r – радиус пальца гусеничной цепи.

Работа трения в шарнире

$$A_{mp} = M_{mp} \cdot \varphi = \mu \cdot T_o \cdot r \cdot \varphi, \tag{4.38}$$

где φ – угол поворота шарнира.

Работа трения в шарнирах при перемещении трактора на одно звено

$$A_{mp_1} = \mu \cdot T_o \cdot r \cdot \Sigma\varphi, \tag{4.39}$$

где $\Sigma\varphi$ – суммарный угол поворота всех звеньев при перемещении катка на одно звено.

$$\Sigma\varphi = 2(\gamma_з + \gamma_n + \varphi_з + \varphi_n). \tag{4.40}$$

Работа трения в шарнирах за один оборот колеса

$$A_{mp.об} = A_{mp1} \cdot z = \mu \cdot T_o \cdot r \cdot z \cdot \Sigma\varphi, \tag{4.41}$$

где z – число траков гусеницы, вмещающихся на колесе за один оборот.

Такую же работу совершит эквивалентная сила сопротивления качению P_{f2} на пути S:

$$S = t \cdot z. \tag{4.42}$$

Тогда

$$P_{f21} = \frac{\mu \cdot T_o \cdot r \cdot \Sigma\varphi}{t}, \tag{4.43}$$

где t – шаг звена гусеницы.

Выводы:

Для уменьшения сопротивления качению гусеничного движителя необходимо:

– снижать трение в шарнирах (установка закрытых шарниров);

– поддерживать оптимальное натяжение гусеницы;

– уменьшать радиус пальцев;

– располагать ведущую звёздочку сзади;

– увеличивать шаг звена гусеницы.

Вторая часть сопротивления качению P_{f22} связана с эффектом двойного качения гусеничного движителя: гусеницы по почве и катков по гусенице.

Для расчета этой составляющей используют зависимость

$$P_{f22} = \frac{a}{r_k} \cdot G_{mp}, \tag{4.44}$$

где r_k – радиус катка;

a – коэффициент трения второго рода.

Для закалённой стали a = 0,2–0,4, для обрезиненных катков a = 10–15 мм.

4.4.3 Потери крутящего момента на ведущем участке гусеницы

Одним из основных источников потерь гусеничного движителя являются потери на трение в шарнирах ведущего участка гусеницы. Натяжение ведущего участка при работе трактора с нагрузкой на крюке можно рассчитать по формуле

$$T_p = \frac{M_{вед}}{r_k}, \tag{4.45}$$

где $M_{вед}$ – крутящий момент, развиваемый ведущей звёздочкой;

r_k – эквивалентный радиус качения гусеничного движителя.

Работа трения в шарнирах ведущего участка при переезде трактора на одно звено равна:

$$A_{тр1} = \frac{M_{вед} \cdot \mu \cdot r \cdot \Sigma\varphi}{r_k}, \tag{4.46}$$

где $\Sigma\varphi$ – суммарный поворот звеньев ведущего участка при переезде гусеницы на одно звено.

$$\Sigma\varphi = 2\gamma_з + \varphi_з . \tag{4.47}$$

$$A_{тр1} = \frac{M_{вед} \cdot \mu \cdot r \cdot (2\gamma_з + \varphi_з)}{r_k}. \tag{4.48}$$

Работа за один оборот ведущей звёздочки

$$A_{тр.об} = \frac{M_{вед} \cdot \mu \cdot r \cdot (2\gamma_з + \varphi_з) \cdot z}{r_k}. \tag{4.49}$$

Такую же работу совершит эквивалентный момент трения, приведённый к оси ведущей звёздочки на угле поворота 2π.

$$A_{об.тр} = M_{тр} \cdot 2\pi = \frac{M_{вед} \cdot \mu \cdot r \cdot z \cdot (2\gamma_з + \varphi_з)}{r_k}. \quad (4.50)$$

Эквивалентный радиус качения гусеничного движителя

$$r_k = \frac{t \cdot z}{2\pi}. \quad (4.51)$$

Тогда

$$M_{тр} = \frac{M_{вед} \cdot \mu \cdot r \cdot (2\gamma_з + \varphi_з)}{t}. \quad (4.52)$$

Приведённый момент трения связан с нагрузкой, поэтому он включён в потери трансмиссии.

4.4.4 Тяговый баланс гусеничного движителя. КПД ведущего участка гусеницы

Рассмотрим внешние силы, действующие на гусеничную машину при работе с внешней нагрузкой на крюке $P_{кр}$ (рисунок 4.8).

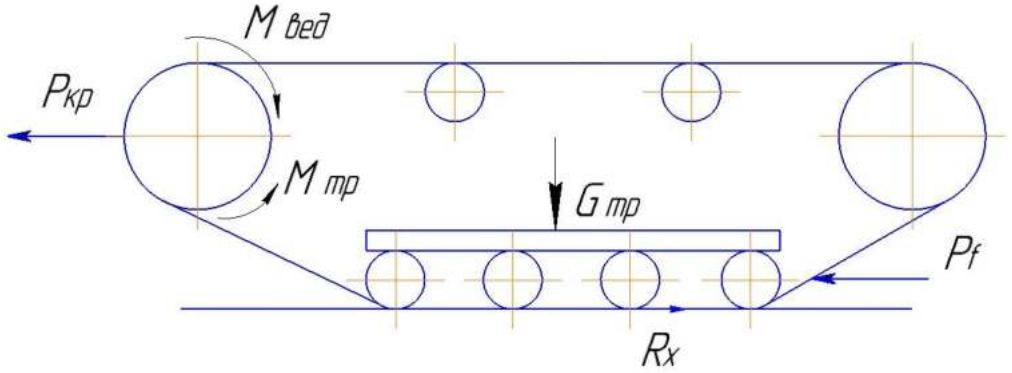


Рисунок 4.8 – Схема сил, действующих на гусеничный движитель

Условия равновесия гусеничной машины можно записать в виде:

$$\Sigma M_o = 0 \;\; M_{вед} - M_{тр} - R_x \cdot r_k = 0. \quad (4.53)$$

$$R_x - P_{кр} - X_n = 0. \quad (4.54)$$

Разделив уравнение (4.53) на эквивалентный радиус качения, получим

$$\frac{M_{вед} - M_{тр}}{r_r} - R_x = 0. \quad (4.55)$$

$$\frac{M_{вед} - M_{тр}}{M_{вед}} = \eta_{ву}, \quad (4.56)$$

где $\eta_{ву}$ – КПД ведущего участка гусеницы.

Используя выражение (4.56) уравнение (4.57) можно записать в виде

$$\frac{M_{вед} \cdot \eta_{ву}}{r_k} = R_x = P_k . \qquad (4.57)$$

В отличие от колёсного, у гусеничного движителя часть ведущего момента $M_{вед}$ теряется на ведущем участке. Эти потери учитываются коэффициентом полезного действия ведущего участка гусеницы $\eta_{ву}$.

Уравнение силового баланса гусеничного движителя при равномерном движении можно записать в виде

$$P_к - P_f - P_{кр} = 0. \qquad (4.58)$$

Сила сопротивления качению гусеничной машины

$$P_f = P_{f1} + P_{f21} + P_{f22}. \qquad (4.59)$$

Вопросы для самоконтроля

1. Какие требования предъявляются к гусеничным движителям?
2. Что называется эквивалентным радиусом гусеничного движителя?
3. За счёт каких факторов формируется сила тяги гусеничного движителя?
4. Что такое центр давления гусеничного движителя?
5. Физическая основа потерь энергии на лобовое сопротивление почвы.
6. Перечислите виды потерь энергии в механизмах гусеничного движителя.
7. Физические основы потерь энергии на ведущем участке гусеницы.
8. Как рассчитывается КПД ведущего участка гусеничного движителя?

5 ТЯГОВАЯ ДИНАМИКА НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

5.1 Силы, действующие на наземные транспортно-технологические средства при прямолинейном движении

В общем случае прямолинейного движения на наземные транспортно-технологические средства действуют следующие силы (рисунок 5.1).

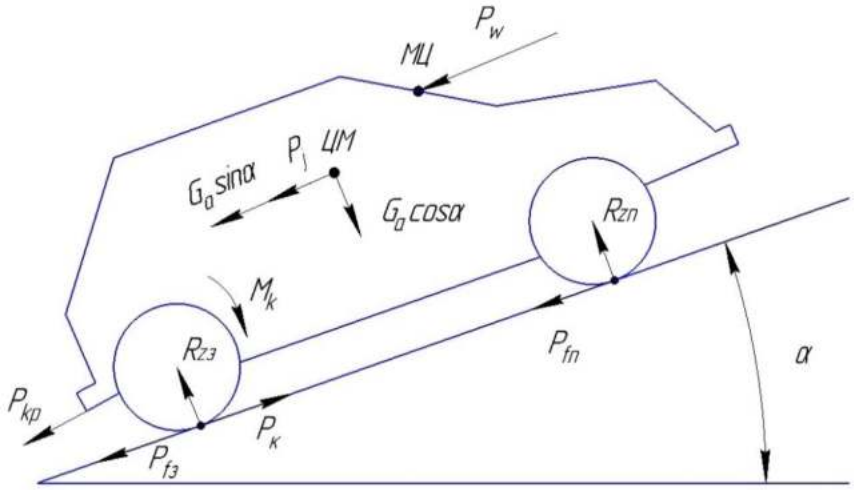


Рисунок 5.1 – Силы, действующие на транспортно-технологическое средство при прямолинейном движении

1. Сила тяжести G_m

$$G_m = m_m \cdot g\,. \tag{5.1}$$

Сила тяжести G_m приложена к центру масс $ЦМ$ и может быть разложена на две составляющие:

– нормальную составляющую $G_m \cos\alpha$;

– горизонтальную составляющую $G_m \sin\alpha$.

Горизонтальная составляющая силы тяжести $G_m \sin\alpha$ определяет затраты на преодоление подъема:

$$P_\alpha = G_m \cdot \sin\alpha\,. \tag{5.2}$$

Нормальная составляющая уравновешивается нормальными реакциями на колёса со стороны опорного основания.

2. Сила инерции P_j, приложенная к центру масс автомобиля,

$$P_j = \frac{G_m}{g} j_a \cdot \delta_{вр}\,, \tag{5.3}$$

где j_a – ускорение транспортно-технологического средства;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс.

$$\delta_{вр} = 1 + \frac{J_д \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр}^2 + J_k \cdot n}{m_a \cdot r_k^2}, \quad (5.4)$$

где $J_д$ – момент инерции двигателя;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

$i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии;

J_k – момент инерции единичного колеса;

n – полное число колес автомобиля.

3. Полное окружное усилие P_o (касательная сила тяги P_k), развиваемое ведущими колесами,

$$P_{ki} = \frac{M_k}{r_д}, \quad (5.5)$$

где M_k – крутящий момент, подведенный к оси ведущих колес;

$r_д$ – динамический радиус ведущего колеса.

4. Нормальные реакции на колеса передней R_{zn} и задней $R_{zз}$ осей машины со стороны опорного основания

$$R_{zn} + R_{zз} = G_m \cos\alpha. \quad (5.6)$$

5. Сила сопротивления качению передних P_{fn} и задних $P_{fз}$ колес. Сумма этих сил получила название силы сопротивления качению:

$$P_f = P_{fз} + P_{fn} = f \cdot R_{zз} + f \cdot R_{zn} = f \cdot G_m \cdot \cos\alpha. \quad (5.7)$$

6. Тяговое сопротивление на крюке транспортно-технологического средства $P_{кр}$.

7. Сила сопротивления воздуха P_W равна:

$$P_w = k \cdot F \cdot V_д^2, \quad (5.8)$$

где k – коэффициент обтекаемости;

F – площадь лобовой поверхности мобильной машины;

$V_д$ – действительная скорость движения транспортно-технологического средства.

Точка приложения результирующей силы сопротивления воздуха P_w называется метацентром (центром парусности).

5.2 Определение сил и моментов на ведущих колёсах движителя

Ведущий момент и окружное усилие при установившемся движении

Потери энергии при передаче мощностных потоков механическими системами оцениваются механическим КПД $\eta_м$.

$$\eta_м = \frac{N_{вых}}{N_{вх}}, \tag{5.9}$$

где $N_{вых}$ – мощность на выходе из механической системы;

N_{BX} – мощность на входе в систему.

Применительно к трансмиссии наземных транспортно-технологических средств

$$\eta_{тр} = \frac{N_o}{N_e}, \tag{5.10}$$

где N_o – мощность на оси ведущего колеса;

N_e – мощность двигателя.

$$N_o = M_k \cdot \omega_k, \tag{5.11}$$

где M_k – крутящий момент на оси ведущего колеса;

ω_k – угловая скорость оси колеса.

$$N_e = M_д \cdot \omega_e, \tag{5.12}$$

где $M_д$ – крутящий момент двигателя;

ω_e – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

В соответствии с формулой (5.10)

$$\eta_{тр} = \frac{M_к \cdot \omega_k}{M_д \cdot \omega_e}. \tag{5.13}$$

Отношение угловых скоростей колеса и коленчатого вала двигателя представляет собой передаточное число трансмиссии:

$$i_{тр} = \frac{\omega_e}{\omega_к}. \tag{5.14}$$

Из формул (5.13) и (5.14) получим выражение для расчёта крутящего момента на ведущем колесе:

$$M_k = M_д \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр}. \tag{5.15}$$

Передаточное число трансмиссии состоит из передаточного числа главной передачи и передаточного числа коробки передач:

$$i_{тр} = i_o \cdot i_k, \tag{5.16}$$

где i_o – передаточное число главной передачи;

i_k – передаточное число коробки передач.

Тогда

$$M_к = M_д \cdot \eta_{тр} \cdot i_о \cdot i_к . \qquad (5.17)$$

Касательная сила тяги, развиваемая ведущим колесом,

$$P_к = \frac{M_к}{r_д} = \frac{M_д \cdot \eta_{тр} \cdot i_о \cdot i_к}{r_д}, \qquad (5.18)$$

где $r_д$ – динамический (силовой) радиус ведущего колеса.

Ведущий момент и окружное усилие при неустановившемся движении

Для неустановившегося движения уравнение движения в дифференциальной форме можно записать в виде

$$m\frac{dV}{dt} = P_к - \Sigma P_с . \qquad (5.19)$$

$$I_{пр}\frac{d\omega}{dt} = M_к - \Sigma M_с , \qquad (5.20)$$

где $I_{пр}$ – инерционная масса подвижных деталей машины, приведенная к ведущему валу;

$M_к$ – крутящий момент на ведущем валу;

$\Sigma M_с$ – суммарный момент сопротивления на ведущем валу.

Для неустановившегося режима движения можно записать:

$$M_к = \Sigma M_с + I_{пр}\frac{d\omega}{dt}. \qquad (5.21)$$

Таким образом, во время неустановившегося режима движения ведущий момент $M_к$ может значительно превышать момент сопротивления $\Sigma M_с$ вследствие динамической составляющей инерционного момента.

Практический смысл инерционной массы $I_{пр}$, приведённой к ведущему валу, заключается в следующем.

Эквивалентным приведением инерционных масс называется такое, при котором кинетическая энергия системы остаётся неизменной.

В качестве примера рассмотрим приведение инерционной массы двигателя $J_д$ к оси ведущего колеса.

Условие постоянства кинетической энергии системы можно записать в виде

$$I_д \frac{\omega_д^2}{2}\eta_{тр} = \frac{I_{дпр} \cdot \omega_к^2}{2}, \qquad (5.22)$$

где $I_{дпр}$ – инерционная масса двигателя, приведённая к оси ведущего колеса.

Из уравнения (5.22) получим

$$I_{дпр} = I_д \cdot \eta_{тр} \cdot \frac{\omega_д^2}{\omega_к^2} = I_д \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр}^2 . \qquad (5.23)$$

Для поступательно-движущейся массы транспортно-технологического средства уравнение равенства кинетических энергий можно записать в виде

$$\frac{m \cdot V^2}{2} = \frac{I_{npn} \cdot \omega_k^2}{2}, \tag{5.24}$$

где I_{npn} – инерционная масса поступательно-движущихся частей машины, приведённая к оси ведущего колеса;

V – поступательная скорость транспортно-технологической машины.

$$V = \omega_k \cdot r_k . \tag{5.25}$$

Тогда

$$I_{npn} = m \cdot r_k^2 . \tag{5.26}$$

Окончательно момент инерции всех масс, приведенный к ведущей оси автомобиля, определяется из выражения

$$I_{np} = I_{\partial} \cdot \eta_{mp} \cdot u_{mp}^2 + I_{np} \cdot \eta_{mpi} \cdot u_{mpi^2} + I_k + m_a \cdot r_k^2 . \tag{5.27}$$

5.3 Уравнение силового баланса наземных транспортно-технологических средств

Уравнение силового баланса наземных транспортно-технологических средств устанавливает равенство между силами движущими и силами сопротивления движению и может быть записано в виде

$$P_k - P_f \pm P_\alpha - P_w \pm P_j - P_{kp} = 0, \tag{5.28}$$

где $P_к$ – полное окружное усилие (касательная сила тяги), развиваемое ведущими колёсами;

P_f – сила сопротивления качению;

P_α – усилие, затрачиваемое на преодоление подъёма;

P_w – аэродинамическое сопротивление (сопротивление воздуха);

P_j – инерционная сила;

$P_{кр}$ – сопротивление на крюке.

При движении на подъём двигатель затрачивает мощность на его преодоление, поэтому сила сопротивлению подъему P_α в уравнение (5.28) входит со знаком «минус». При движении под уклон горизонтальная составляющая силы веса является движущей силой, поэтому в формулу (5.28) она входит со знаком «плюс».

Сила инерции P_j при торможении транспортного средства является движущей силой, поэтому в формулу (5.28) она входит со знаком «плюс», при разгоне со знаком «минус».

Силы P_f и P_α характеризуют опорное основание и могут быть заменены суммарной силой сопротивления дороги P_ψ:

$$P_\psi = P_f \pm P_\alpha = G_a(f \cdot cos\alpha \pm sin\alpha). \quad (5.29)$$

$$P_\psi = G_a \cdot \psi , \quad (5.30)$$

где $\psi -$ коэффициент суммарного сопротивления дороги.

С учетом формулы (5.30) уравнение силового баланса транспортно-технологической машины можно записать в виде

$$P_k - P_\psi - P_W \pm P_j - P_{kp} = 0. \quad (5.31)$$

Для наземных транспортно-технологических средств, скорость движения которых не превышает 40 км/час, сопротивлением воздуха P_w пренебрегают. В этом случае уравнение силового баланса может быть записано в виде:

$$P_k - P_f \pm P_\alpha \pm P_j - P_{кр} = 0. \quad (5.32)$$

5.4 Уравнение мощностного баланса наземных транспортно-технологических средств

Мощностной баланс устанавливает равенство между мощностью двигателя и потерями мощности на движение наземного транспортно-технологического средства. Мощностной баланс получают путём умножения тягового баланса на действительную скорость движения V_∂.

$$P_k - P_f \pm P_\alpha - P_w \pm P_j - P_{kp} = 0 (\times V_\partial). \quad (5.33)$$

$$P_k \cdot V_\partial - P_f \cdot V_\partial \pm P_\alpha \cdot V_\partial - P_w \cdot V_\partial \pm P_j \cdot V_\partial - P_{kp} \cdot V_\partial = 0. \quad (5.34)$$

В первом слагаемом уравнения (5.34) действительную скорость движения V_∂ заменим на теоретическую.

Действительную скорость движения можно представить в виде

$$V_\partial = V_m - V_\delta , \quad (5.35)$$

где $V_m -$теоретическая скорость движения транспортно-технологического средства;

$V_\delta -$скорость буксования, обусловленная скольжением элементов шины в зоне площади контакта.

$$V_\delta = V_m \cdot \delta , \quad (5.36)$$

где $\delta -$буксование транспортно-технологического средства.

Из формул (5.35) и (5.36) получим формулу для определения действительной скорости движения:

$$V_\partial = V_m(1-\delta). \quad (5.37)$$

Тогда, с учётом формулы (5.37), можно записать:

$$P_к \cdot V_m(1-\delta) = P_к \cdot V_m - P_к \cdot V_m \cdot \delta . \quad (5.38)$$

В уравнении (5.38)

$$P_к \cdot V_m = N_o, \tag{5.39}$$

где N_o – мощность, развиваемая ведущими колёсами;

$$P_к \cdot V_m \cdot \delta = N_\delta, \tag{5.40}$$

где N_δ – потери мощности на буксование ведущих колёс.

Мощность на ведущих колёсах меньше мощности двигателя N_e на величину потерь мощности в трансмиссии N_{mp}:

$$N_o = N_e - N_{mp}. \tag{5.41}$$

С учётом формул (5.38)–(5.41) уравнение мощностного баланса можно записать в виде

$$N_e - N_{mp} - N_f \pm N_\alpha - N_w \pm N_j - N_{kp} = 0, \tag{5.42}$$

где $N_f = P_f \cdot V$ – потери мощности на преодоление силы сопротивления качению;

$N_\alpha = P_\alpha \cdot V_\partial$ – потери мощности на преодоление подъема;

$N_w = P_w \cdot V_\partial$ – потери мощности на преодоление сопротивления воздуха;

$N_j = P_j \cdot V_\partial$ – потери мощности на преодоление силы инерции;

$N_{kp} = P_{кр} \cdot V_\partial$ – мощность на крюке транспортно-технологического средства.

Мощности N_f и N_α характеризуют тип и наклон опорного основания к горизонту. Поэтому наиболее удобно сумму этих мощностей представить в виде

$$N_\psi = N_f \pm N_\alpha, \tag{5.43}$$

где N_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги,

$$N_\psi = P_\psi \cdot V_\partial, \tag{5.44}$$

Тогда уравнение мощностного баланса можно представить в виде

$$N_e - N_{mp} - N_\psi - N_w \pm N_j - N_{кр} = 0. \tag{5.45}$$

Для транспортно-технологических средств, рабочая скорость которых не превышает 40 км/час, сопротивлением воздуха пренебрегают и принимают $N_w = 0$.

Для транспортно-технологических средств, оборудованных валом отбора мощности, в уравнение (5.45) вводят мощность, передаваемую ВОМ.

$$N_e - N_{mp} - N_\psi - N_w - N_{вом} \pm N_j - N_{кр} = 0, \tag{5.46}$$

где $N_{вом}$ – мощность, передаваемая валом отбора мощности.

5.5 Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля

Силовой баланс не позволяет сравнивать динамические качества автомобилей с различной эксплуатационной массой, так как при движении их в одинаковых условиях мощность, необходимая для преодоления сопротивления дороги, различна.

Уравнение силового баланса при равномерном движении автомобиля может быть записано в виде

$$P_k - P_w = P_\psi \pm P_j . \tag{5.47}$$

Левая часть равенства (5.47) представляет запас силы тяги, идущий на преодоление всех сопротивлений, за исключением сопротивления воздуха P_w.

Представим уравнение (5.47) в виде

$$P_k - P_w = \psi \cdot G_a \pm \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_{вр} . \tag{5.48}$$

Разделив уравнение (3.50) на вес автомобиля G_a, получим

$$\frac{P_k - P_w}{G_a} = \psi \pm \frac{j_a}{g} \cdot \delta_{вр} . \tag{5.49}$$

Отношение запаса силы тяги, идущего на преодоление всех сопротивлений, за исключением сопротивления воздуха, получило название динамического фактора:

$$D_a = \frac{P_k - P_w}{G_a} . \tag{5.50}$$

Из равенств (5.49) и (5.50) получим

$$D_a = \psi \pm \frac{j_a}{g} \cdot \delta_{вр} . \tag{5.51}$$

При равномерном движении ускорение, развиваемое автомобилем j_a=0, и, следовательно, динамический фактор D_a будет равен коэффициенту сопротивления дороги ψ.

Таким образом, величина динамического фактора позволяет сравнивать тягово-скоростные качества различных автомобилей. Чем больше динамический фактор автомобиля, тем лучше его тягово-скоростные свойства и выше проходимость. В одинаковых условиях автомобиль с большим динамическим фактором сможет развивать большие ускорения и преодолевать более крутые подъёмы.

Динамический фактор D_a представляет собой обобщенный показатель динамических свойств автомобиля. Он определяется на каждой передаче при работе двигателя с полной нагрузкой.

Динамической характеристикой автомобиля называется зависимость динамического фактора D_a на различных передачах от скорости движения $D_a = f(V)$(рисунок 5.2).

Точки перегиба кривых динамического фактора соответствуют работе двигателя на максимальном крутящем моменте.

Слева кривые динамического фактора D_a ограничены минимальной частотой вращения коленчатого вала, при которой возможна устойчивая работа двигателя, справа – допустимой максимальной частотой вращения коленчатого вала двигателя.

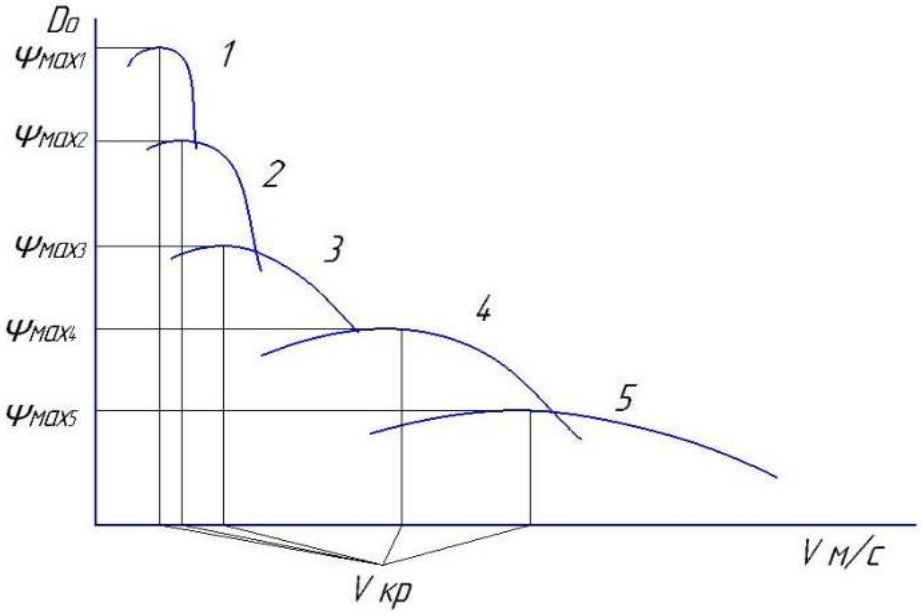


Рисунок 5.2 – Динамическая характеристика автомобиля

Точки максимального динамического фактора соответствуют точкам критических скоростей движения $V_{кр}$ (минимально возможных скоростей движения на каждой передаче).

Максимальное значение динамического фактора D_a ограничено сцеплением колес с опорным основанием. Так как максимальную силу тяги автомобиль развивает на низших передачах при небольших скоростях движения, то можно записать:

$$D_{сц} \approx \frac{P_{k\ сц}}{G_{сц}}; \tag{5.52}$$

где $P_{ксц}$ – максимальная сила тяги по сцеплению, развиваемая автомобилем;

$G_{сц}$ – сцепной вес автомобиля

$$P_{k\ сц} = \lambda \cdot \varphi_{сц} \cdot G_a \tag{5.53}$$

где λ – коэффициент использования полной массы на сцепление.

Из уравнений (5.52) и (5.53) получим

$$D_{сц} = \lambda \cdot \varphi_{сц}. \tag{5.54}$$

При решении задач динамики автомобиля сопоставляют значения динамических факторов, рассчитанные по условиям тяги D_a и по условиям сцепления $D_{сц}$.

Все значения динамического фактора, рассчитанные по условиям силы тяги D_a, большие динамического фактора по сцеплению $D_{сц}$, не реализуется, и в расчетах принимается значение $D_{сц}$. Динамический паспорт автомобиля представляет собой динамические характеристики автомобиля при различном уровне нормальных нагрузок.

Динамический паспорт позволяет решать уравнения движения автомобиля с учетом его тактико-технических данных (M_e, u_{mp}, η_{mp}, G_a и др.), а также основных характеристик дороги (ψ и φ).

5.6 Сила аэродинамического сопротивления воздуха

5.6.1 Физическая основа силы сопротивления воздуха

Сила аэродинамического сопротивления воздуха связана с процессом обтекания потоком воздуха поверхности мобильной машины.

Рассмотрим процесс обтекания потоком воздуха, движущегося со скоростью V, плоской прямоугольной пластины площадью F (рисунок 5.3).

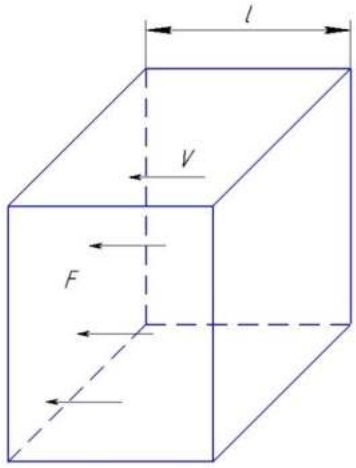


Рисунок 5.3 – Схема к расчёту силы сопротивления воздуха

В соответствии с законом Ньютона можно записать:

$$P_W \cdot \Delta t = m \cdot V, \tag{5.55}$$

где P_w – сила воздействия воздушного потока на пластину;

m – масса воздушного потока.

Из выражения (5.55) получим

$$P_w = \frac{m \cdot V}{\Delta t}. \tag{5.56}$$

Примем, что на поверхность пластины воздействует конечный объём воздуха длиной *l*. Тогда масса воздушного потока, воздействующего на пластину площадью F,

$$m = \rho \cdot F \cdot l, \tag{5.57}$$

где ρ – плотность воздушного потока;

Подставив значение массы воздуха m из (5.56) в (5.57), получим

$$P_W = \frac{\rho \cdot F \cdot l \cdot V}{\Delta t}. \tag{5.58}$$

Отношение длины l к времени воздействия на пластину представляет собой скорость движения воздушного потока:

$$\frac{l}{\Delta t} = V. \tag{5.59}$$

Таким образом,

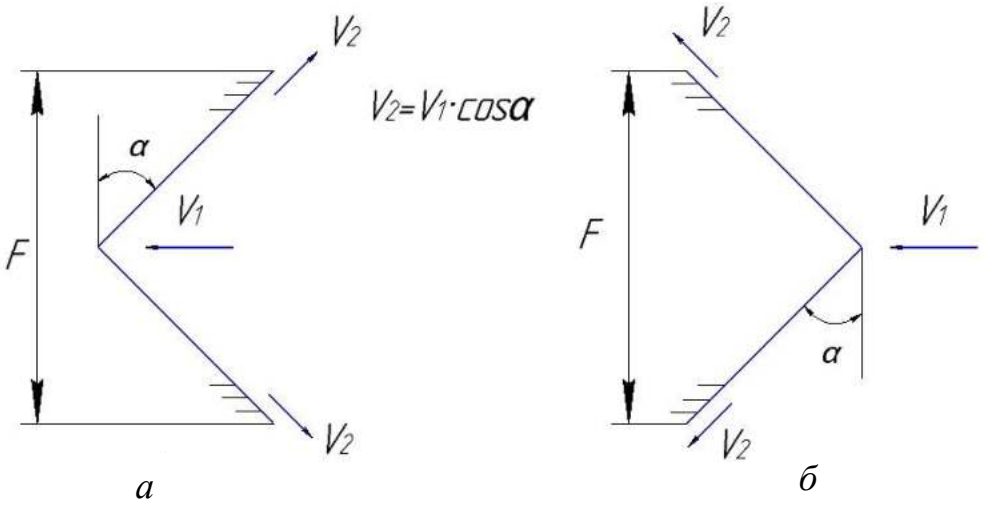
$$P_w = \rho \cdot F \cdot V^2. \tag{5.60}$$

Таким образом, сила P_w, воздействующая на пластину, пропорциональна площади пластины F, плотности ρ и скорости воздушного потока.

Рассмотренная выше модель взаимодействия воздушного потока с плоской поверхностью характерна только для случая, когда вектор скорости воздушного потока перпендикулярен поверхности пластины.

В реальных случаях воздушный поток взаимодействует с поверхностями различной геометрической формой.

В качестве примера рассмотрим два характерных случая взаимодействия воздушного потока с вогнутой и выпуклой поверхностями одинаковой площади F (рисунок 5.4).



а – схема с вогнутой поверхностью; *б* – схема с выпуклой поверхностью

Рисунок 5.4 – Расчётная схема к определению сопротивления воздуха

В тех случаях, когда после взаимодействия с обтекаемой поверхностью вектор скорости воздушного потока отличен от нормали к начальному вектору V_1, следует учитывать разность количества движения до и после воздействия с обтекаемой поверхностью.

$$m \cdot V = m \cdot V_1 - m \cdot V_2, \tag{5.61}$$

где V_1 – вектор скорости при входе потока на препятствие;

V_2 – вектор скорости на выходе из препятствия.

При воздействии воздушного потока на вогнутую поверхность

$$P_w = \rho \cdot 2 \cdot \frac{F}{2}\left[V_1^2 - (-V_2^2 \cdot \cos\alpha^2)\right] = \rho \cdot F \cdot V_1^2 \cdot (1 + \cos^2\alpha), \tag{5.62}$$

где F – площадь проекции обтекаемой поверхности на вертикальную ось.

При воздействии на выпуклую поверхность

$$P_w = \rho \cdot 2 \cdot \frac{F}{2}\left[V_1^2 - (V_2^2 \cdot \cos\alpha^2)\right] = \rho \cdot F \cdot V_1^2 \cdot (1 - \cos^2\alpha). \tag{5.63}$$

Таким образом, две поверхности с одинаковой площадью, но разной геометрией имеют совершенно разные сопротивления прохождению воздушного потока. Приведённые зависимости позволяют качественно объяснить сопротивление поверхности обтеканию её воздушным потоком. Однако они не учитывают целый ряд таких важных факторов, как турбулентность и завихрение воздушного потока, наличие зон разряжения за обтекаемой поверхностью и т.д.

На практике учёт конструктивных особенностей мобильных машин осуществляется введением коэффициента «c», учитывающего форму обтекаемой поверхности. С учётом этого для мобильного транспортно-технологического средства можно записать

$$P_W = c \cdot \rho \cdot F \cdot V^2. \tag{5.64}$$

Произведение $(c \cdot \rho)$ получило название коэффициента обтекаемости «*K*».

В этом случае формул для расчёта силы сопротивления воздуха принимает вид

$$P_W = K \cdot F \cdot V^2. \tag{5.65}$$

Значение коэффициента обтекаемости «K» определяется методом продувки автомобиля в аэродинамической трубе. Для современных наземных транспортных средств коэффициент обтекаемости составляет:

а) грузовые автомобили…0,6–0,7 $\frac{Н \cdot с^2}{м^4}$;

б) автобусы……0,5–0,6 $\frac{Н \cdot с^2}{м^4}$;

в) легковые автомобили…0,20–0,30 $\frac{Н \cdot с^2}{м^4}$.

5.6.2 Составляющие силы аэродинамического сопротивления автомобиля

Сила аэродинамического сопротивления включает в себя четыре основных составляющих:

– сопротивление формы P_{w1};

– сопротивление внутренних потоков P_{w2};

– индуктивное сопротивление P_{w3};

– сопротивление мелких деталей P_{w4}, выступающих над обтекаемой поверхностью.

Основной составляющей аэродинамического сопротивления воздуха является сопротивление формы P_{w1}, зависящее от конструкции кузова.

Форма кузова транспортного средства определяет местоположение зон повышенного и пониженного давления, их величину, источники вихреобразования при его взаимодействии с воздушным потоком. На образование и сход вихревых потоков с обтекаемой поверхности тратится значительная часть энергии, восполняемой двигателем.

Поэтому основной задачей при разработке современных наземных транспортных средств является уменьшение зон разряжения, организация безвихревого обтекания кузова воздушными потоками, уменьшение зон повышенного и пониженного давления.

Вторая составляющая аэродинамического сопротивления P_{w2} зависит от характера прохождения воздушных потоков в подкапотном пространстве, обеспечивающих охлаждение радиатора и двигателя, а также вентиляцию и отопление салона автомобиля.

Доля аэродинамических потерь P_{w2}, связанных с прохождением воздушного потока в подкапотном пространстве, составляет от 10 до 12% общих на аэродинамическое сопротивление воздуха. Уменьшение сопротивления внутренних воздушных потоков обеспечивается за счёт организации безвихревого прохождения воздушного потока и выхода его из-под подкапотного пространства.

Индуктивное сопротивление P_{w3} обусловлено прохождением воздушного потока под днищем транспортного средства. Индуктивное сопротивление P_{w3} зависит от шероховатости поверхности днища, дорожного просвета, тангажа транспортного средства. Повышение скорости прохождения воздушного потока в подднищевой зоне снижает давление на днище и уменьшает индуктивное сопротивление P_{w3}. Для этого увеличивают гладкость днища и задают транспортному средству небольшой отрицательный тангаж (0,5–1°). Кроме этого, экспериментальным путём определяют оптимальное расстояние между нижней частью транспортного средства и поверхностью дороги.

Снижение четвёртой составляющей P_{w4} обеспечивается удалением с поверхности кузова мелких выступающих элементов, таких как дублёры поворотов, стойки зеркал заднего вида и т.д. Если есть необходимость в функ-

циональном использовании этих элементов, их размещают таким образом, чтобы они не являлись источником вихреобразований. Так, дублёры поворотов или выполняют обтекаемой формы или располагают в зоне фар с перекрытием их общим щитком обтекаемой формы. Зеркала заднего вида располагают в специальных обтекаемых корпусах.

5.7 Потенциальная тяговая характеристика трактора

Основной характеристикой трактора, отражающей его функциональное назначения, является тяговая характеристика, представляющая зависимость выходных характеристик трактора (тяговая мощность, буксование, скорость движения, удельный тяговый расход топлива) от усилия на крюке.

Основной задачей транспортно-технологического средства является реализация максимальной тяговой мощности в конкретных условиях эксплуатации.

Если пренебречь сопротивлением воздуха, то связь тяговой (крюковой) мощности с мощностью двигателя и потерями мощности на движение при равномерном движении на горизонтальном участке может быть записана в виде

$$N_{kp} = N_e - N_{mp} - N_\delta - N_f . \qquad (5.66)$$

Уравнение (5.66) можно записать в виде

$$N_{кр} = N_e - \sum N_n , \qquad (5.67)$$

где $\sum N_n -$ суммарные потери мощности на передвижение трактора.

Представим уравнение (5.67) в графическом виде, приняв, что трактор имеет бесступенчатую трансмиссию, позволяющую загружать двигатель на номинальную мощность $N_{ен}$, благодаря автоматическому изменению скорости движения $V_д$ в соответствии с изменением тягового сопротивления $P_{кр}$ (рисунок 5.5).

При принятом допущении линия мощности двигателя N_e будет параллельна оси абсцисс (шкале $P_{кр}$).

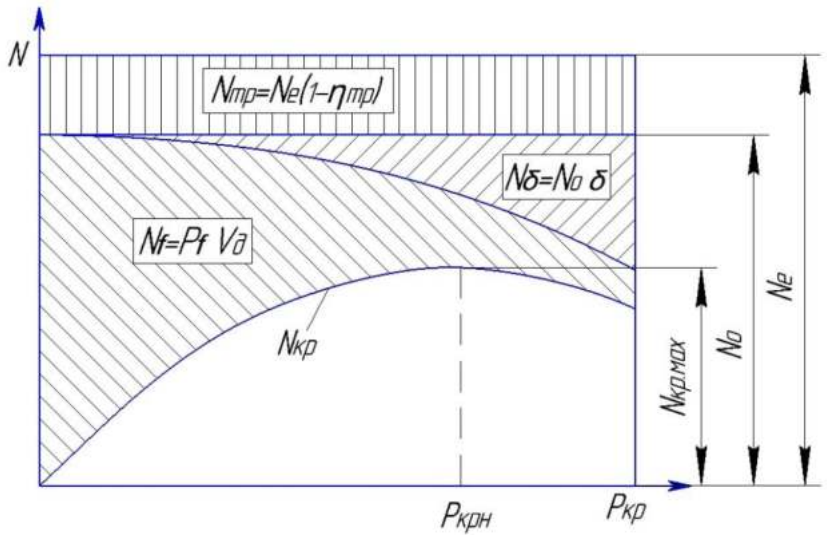


Рисунок 5.5 – Потенциальная тяговая характеристика трактора

Потери мощности в трансмиссии $N_{тр}$ также будут постоянными и не будут зависеть от тягового сопротивления $P_{кр}$.

Мощность на оси ведущих колёс

$$N_o = N_e - N_{тр}. \tag{5.68}$$

Участок между линиями N_e и N_o равен потерям мощности в трансмиссии.

Потери мощности на буксование N_δ пропорциональны буксованию:

$$N_\delta = N_o \cdot \delta. \tag{5.69}$$

При постоянстве осевой мощности N_o с увеличением тягового сопротивления и ростом коэффициента буксования будут возрастать.

Если принять силу сопротивления качению трактора P_f постоянной, то мощность сопротивления качению $N_f = P_f \cdot V_д$, вследствие снижения действительной скорости движения $V_д$ будет постоянно снижаться.

Таким образом, при малых значениях крюкового усилия, вследствие небольшого буксования δ и высокой скорости движения $V_д$, преобладающими потерями будут потери на качение N_f. При больших значениях тягового усилия, вследствие высокого буксования δ и малой скорости движения $V_д$, преобладающими будут потери на буксование N_δ.

Графически решая уравнение (5.66), получим зависимость $N_{кр} = f(P_{кр})$, которая носит название потенциальной тяговой характеристики. Как видно из рисунка 5.5, потенциальная тяговая характеристика имеет максимум при определённом тяговом усилии $P_{крн}$, получившем название номинального тягового усилия. Как видно из формулы (5.66), при номинальном тяговом усилии суммарные потери мощности на передвижение трактора $\sum N_n$ будут минимальными. Номинальное тяговое усилие положено в классификацию сельскохозяйственных тракторов по тяговым классам. Под тяговым классом трактора понимается тяговое усилие, при котором трактор на стерне зерновых колосовых нормальной влажности (15–18%) развивает максимальную тяговую мощность $N_{кр}$.

5.8 Коэффициент полезного действия транспортно-технологической машины

Эффективность работы транспортно-технологических машин, предназначенных для реализации тяговых мощностей, может оцениваться коэффициентом полезного действия (КПД). При этом различают общий КПД $\eta_{общ}$, учитывающий мощность на крюке трактора $N_{кр}$ и мощность на валу отбора мощности $N_{вом}$, и тяговый КПД трактора $\eta_т$.

$$\eta_{общ} = \frac{N_{kp} + N_{вом}}{N_e}. \quad (5.70)$$

$$\eta_m = \frac{N_{kp}}{N_e}, \quad (5.71)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя.

Из-за различного характера нагружения двигателя при снятии скоростной характеристики в стационарных условиях и в реальных условиях эксплуатации тяговый КПД часто называют условным тяговым КПД.

Так как $N_{кр} = N_e \cdot \eta_m$, то потенциальная тяговая характеристика в некотором масштабе представляет собой кривую тягового КПД.

Тяговый КПД трактора учитывает потери мощности в трансмиссии $N_{тр}$, на качение N_f, буксование N_δ и может быть определён из выражения

$$\eta_m = \eta_{тр} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta, \quad (5.72)$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

η_f – КПД по качению;

η_δ – КПД по буксованию.

Коэффициент полезного действия η_f, учитывающий потери мощности на качение, равен:

$$\eta_f = \frac{P_{кр}}{P_к} = \frac{P_{кр}}{P_{кр} + P_f}, \quad (5.73)$$

где P_f – сила сопротивления качению.

Коэффициент полезного действия, учитывающий потери мощности на буксование, равен:

$$\eta_\delta = 1 - \delta, \quad (5.74)$$

где δ – коэффициент буксования.

С учетом формул (5.73) и (5.74) можно записать:

$$\eta_m = \eta_{тр} \cdot (1 - \delta) \cdot \frac{P_{кр}}{P_{кр} + P_f}. \quad (5.75)$$

5.9 Коэффициент полезного действия трансмиссии

Потери мощности в трансмиссии транспортно-технологических средств обусловлены трением в зацеплениях зубчатых колес, в карданных шарнирах, подшипниках и сальниках, а также трением зубчатых колес о масло и на его разбрызгивание.

Выделяют два вида потерь: потери, обусловленные трением в зубчатых зацеплениях и в карданных шарнирах, и гидравлические потери.

Гидравлические потери обусловлены потерями энергии на перемешивание и разбрызгивание масла в картерах коробки перемены передач и веду-

щих мостов. Величина гидравлических потерь почти не зависит от передаваемого момента, но изменяется с изменением относительной угловой скорости деталей, вязкости и уровня масла, залитого в картеры.

Величину гидравлических потерь оценивают моментом гидравлических потерь M_r, который необходимо приложить к вывешенным ведущим колесам автомобиля, чтобы вращать валы трансмиссии в режиме холостого хода.

Потери энергии на трение в зубчатых зацеплениях и шарнирах карданных передач принимают пропорциональными моменту, передаваемому трансмиссией. Потери энергии на трение оценивают моментом механических потерь:

$$M_м = M_e \cdot i_{тр}\left(1 - \beta_{тр}\right), \tag{5.76}$$

где $\beta_{тр}$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в зацеплениях зубчатых колёс и карданных шарнирах.

$$\beta_{тр} = \eta_ц^{n1} \cdot \eta_к^{n2} \cdot \eta_м^{n3}, \tag{5.77}$$

где $\eta_ц, \eta_к, \eta_м$ – коэффициент полезного действия цилиндрической, конической пар шестерен и карданного шарнира соответственно;

n_1, n_2, n_3 – соответственно число пар цилиндрических, конических шестерен и карданных шарниров, участвующих в передаче крутящего момента.

Суммарный момент сопротивления, приведённый к ведущим колесам,

$$M_{тр} = M_r + M_м = M_r + M_e \cdot i_{ТР}\left(1 - \beta_{тр}\right). \tag{5.78}$$

При передаче мощностного потока от двигателя к колесам КПД трансмиссии определяется зависимостью

$$\eta_{тр} = \frac{N_e - N_{тр}}{N_e} = \frac{M_e \cdot i_{тр} - M_{тр}}{M_e \cdot i_{тр}}. \tag{5.79}$$

Подставив в (5.79) значение $M_{тр}$ из (5.78), получаем

$$\eta_{тр} = \beta_{тр} - \frac{M_r}{M_e \cdot i_{тр}}. \tag{5.80}$$

При движении автомобиля по хорошей дороге значение момента двигателя M_e невелико, и второй член выражения (5.80) приобретает существенное значение. КПД трансмиссии при этом может снизиться до 0,4–0,5 (рисунок 5.6).

При работе автомобиля с полной нагрузкой значение крутящего момента, передаваемого трансмиссией $M_e \cdot i_{ТР}$, намного выше момента гидравлических потерь M_r, и тогда можно записать:

$$\eta_{тр} \approx \beta_{тр} = const. \tag{5.81}$$

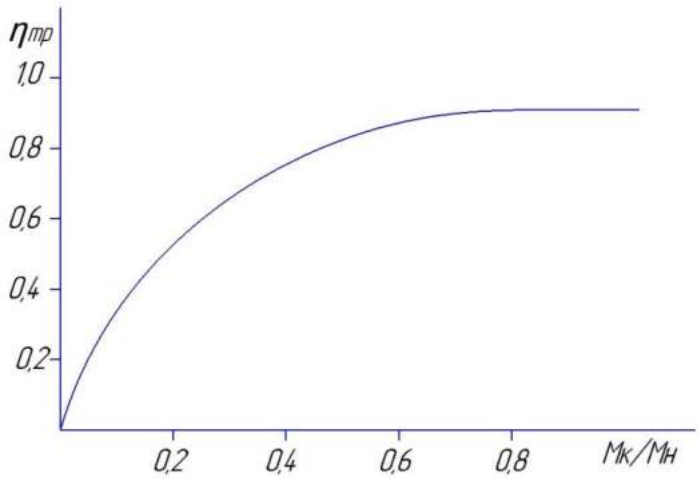


Рисунок 5.6 – Зависимость механического КПД трансмиссии от передаваемого крутящего момента

Помимо уровня нагрузки на величину механического КПД трансмиссии оказывают влияние техническое состояние основных элементов трансмиссии, затяжка подшипников, натяжение гусеницы, уровень и вязкость масла в картерах и т.д.

Наиболее существенные потери мощности наблюдаются в зацеплении зубчатых пар, передающих крутящий момент. Поэтому с целью повышения механического КПД трансмиссий коробки передач проектируют таким образом, чтобы в передаче крутящего момента участвовало как можно меньше зубчатых пар, на моделях тракторов и автомобилей высокого технического уровня шестерни шлифуют.

В наземных транспортно-технологических средствах с двумя и более ведущими мостами колёсам каждого моста мощностной поток передаётся через разное число пар шестерён. Поэтому для таких машин определяют суммарный КПД трансмиссий, состоящий из КПД потоков мощности к каждому ведущему мосту.

Так, общий КПД трансмиссии транспортно-технологического средства с двумя ведущими мостами можно рассчитать по формуле

$$\eta_{mp} = \eta_{mp1} \cdot k_{N1} + \eta_{mp2} \cdot \left(1 - k_{N1}\right), \qquad (5.82)$$

где η_{mp1} и η_{mp2} – механический КПД привода соответственно к переднему и заднему мостам;

k_{N1} – коэффициент передачи мощностного потока к переднему ведущему мосту.

5.10 Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией

Реальная тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией отличается от потенциальной тяговой характеристики, представленной на рисунке 5.5.

Каждой передаче соответствуют конкретные зависимости выходных характеристик $N_{кр} = f\left(P_{кр}\right)$, $V_{д} = f\left(P_{кр}\right)$ и т.д. от тягового усилия на крюке.

На рисунке 5.7 изображено семейство кривых тяговой мощности $N_{кр}$ трактора с четырёхступенчатой коробкой передач.

Как видно из рисунка 5.7, на каждой передаче имеется точка максимальной тяговой мощности $N_{кр}$. Линия, огибающая точки максимальных тяговых мощностей на каждой передаче, представляет собой потенциальную тяговую характеристику трактора (тяговую характеристику трактора с бесступенчатой трансмиссией).

Заштрихованные области на рисунке 5.7 характеризуют недоиспользуемую тяговую мощность при колебаниях тяговой нагрузки на крюке. Чем меньше площадь заштрихованных областей, тем меньше потери тяговой мощности в условиях реальной эксплуатации трактора.

Уменьшение потерь тяговой мощности при колебаниях тягового сопротивления достигается за счёт увеличения числа передач рабочего диапазона, применения двигателей с «полочкой» постоянной мощности, применения бесступенчатой трансмиссии.

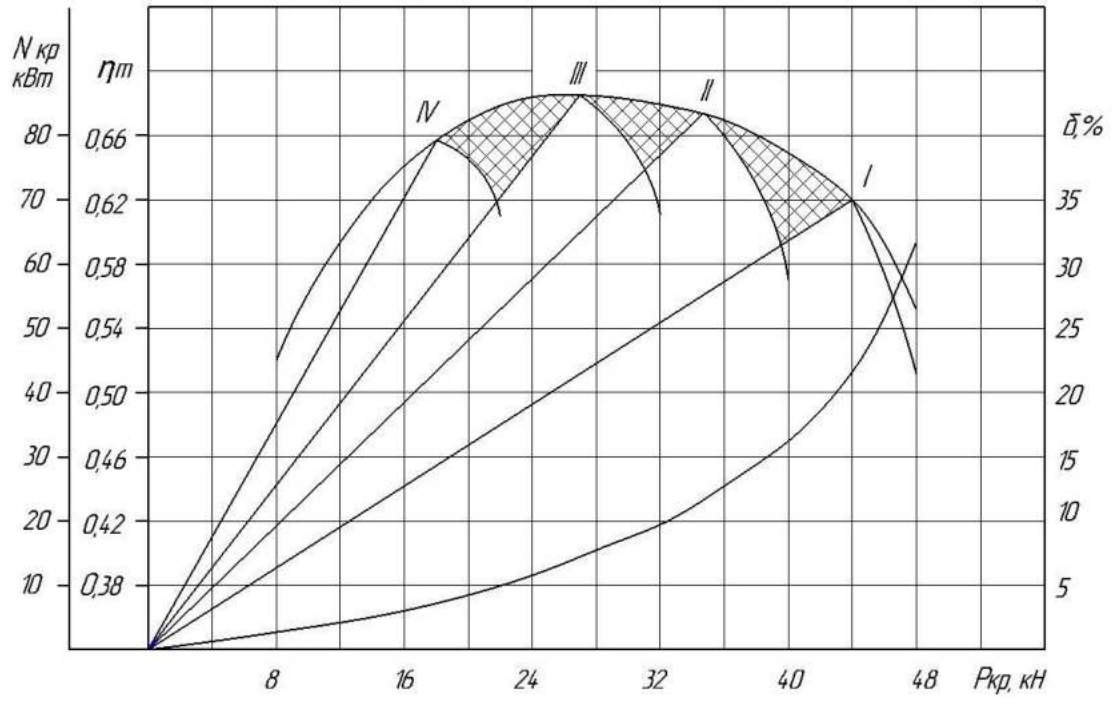


Рисунок 5.7 – Тяговая характеристика трактора
со ступенчатой коробкой передач

Оснащение энергонасыщенных тракторов бесступенчатой трансмиссией в сочетании с автоматическим регулированием передаточного числа трансмиссии $i_{тр}$ по тяговой нагрузке обеспечивает работу трактора в режиме потенциальной тяговой характеристики.

Анализ тяговой характеристики позволяет определить составляющие мощностных потерь при работе трактора и предлагать конкретные рекомендации по их снижению. Для анализа мощностных потерь используется экспериментальная тяговая характеристика, методика снятия которой регламентирована ГОСТ 30745-2001 (ИСО 789-9-90).

Базовым фоном для проведения тяговых испытаний в нашей стране является стерня зерновых колосовых. По заявке заказчика дополнительные тяговые испытания могут проводиться на поле, подготовленном под посев.

В США базовым фоном для проведения тяговых испытаний является бетонный трек.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие силы действуют на мобильную машину при прямолинейном движении?
2. Уравнение силового баланса трактора и автомобиля.
3. Уравнение мощностного баланса трактора и автомобиля.
4. От чего зависят потери мощности в трансмиссии?
5. Как рассчитывается и от чего зависит КПД трансмиссии?
6. Что такое динамический фактор автомобиля?
7. Что такое динамическая характеристика автомобиля?
8. Как определяются движущие силы и моменты при работе автомобиля на установившемся режиме движения?
9. Как определяются движущие силы и моменты при работе автомобиля на неустановившемся режиме движения?
10. Из каких составляющих формируется сила сопротивления воздуха мобильной машины?
11. Чем обусловлены потери мощности в трансмиссии самоходных машин?
12. От каких потерь зависит коэффициент полезного действия транспортно-технологической машины?
13. Что такое потенциальная тяговая характеристика трактора?
14. Чем обуславливается увеличение числа передач транспортных и транспортно-технологических машин?

6 ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ТРАКТОРА

6.1 Задачи тягового расчета. Определение эксплуатационной массы трактора

Высокие тяговые и экологические показатели трактора могут быть достигнуты только в том случае, если правильно будут выбраны его основные параметры, такие как: масса трактора, характеристики силовой передачи, мощность двигателя. Требуемые оптимальные значения этих параметров получают в результате тягового расчета, который выполняют на первом этапе проектирования трактора.

Исходными данными к тяговому расчету являются:

– тяговый класс трактора;

– назначение и условия работы трактора;

– тип ходовой системы;

– допустимый уровень воздействия движителей на почву.

Тяговый расчет трактора начинают с определения массы трактора. При этом различают конструктивную (сухую) m_c и эксплуатационную $m_э$ массы трактора.

Под конструктивной (сухой) понимают массу трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта.

Минимальное значение эксплуатационной массы $m_э$ трактора равно конструктивной плюс масса заправочных материалов, масса тракториста.

Максимальная величина эксплуатационного веса трактора должна быть выбрана таким образом, чтобы при работе трактора в соответствующих условиях с установленной для него силой тяги на крюке, буксование движителей не превышало допустимых значений. Величина допустимого буксования $\delta_{доп}$ определяется из условий допустимого воздействия движителей на почву (истирание почвы) и по технико-экономическим соображениям.

Для гусеничных тракторов $\delta_{доп}$ = 3–6%.

Для колесных тракторов $\delta_{доп}$ = 15–20%.

При установившемся режиме работы на горизонтальном участке указанное требование можно представить следующей зависимостью:

$$\varphi_{доп} \cdot \lambda \cdot G_{тр} \geq P_{крн} + f \cdot G_{тр}, \qquad (6.1)$$

где $\varphi_{доп}$ – величина допустимого коэффициента сцепления, которого можно достигнуть в данных почвенных условиях при допустимом буксовании;

λ – коэффициент использования массы трактора на сцепление;

f – коэффициент сопротивления качению для заданных условий эксплуатации;

$P_{крн}$ – номинальное тяговое усилие трактора.

Значения приведённых коэффициентов принимают для стерни зерновых колосовых, фон которой является базовым для тягового расчёта и тяговых испытаний трактора.

Значения допустимого коэффициента сцепления принимают:

для колёсных тракторов $\varphi_{доп}$ = 0,50–0,55;

для гусеничных тракторов $\varphi_{доп}$ =0,60–0,65.

Из соотношения (6.1) величина эксплуатационной массы определяется по формуле

$$G_э = \frac{P_{крн}}{\varphi_{сцн} \cdot \lambda - f}. \qquad (6.2)$$

Для полноприводных колёсных и гусеничных тракторов принимают значение $\lambda = 1{,}0$. Для универсальных колёсных тракторов с колёсной формулой 4×4 принимают $\lambda = 0{,}70–0{,}75$.

Для колёсных тракторов значение коэффициента сопротивления качению f = 0,10–0,12, для гусеничных машин f = 0,06–0,08.

6.2 Расчёт рабочего диапазона тяговых усилий

Определение ряда передаточных чисел силовой передачи трактора начинают с определения диапазона тяговых усилий, реализуемых трактором. При этом различают полный и рабочий диапазоны тяговых усилий.

Полный диапазон включает тяговые усилия от минимального $P_{крmin}$ до предельного тягового усилия $P_{крсц}$ по сцеплению.

Рабочий диапазон включает значения тяговых усилий, при которых целесообразна эксплуатация трактора по экономическим соображениям (зона максимальных тяговых КПД трактора) (рисунок 6.1).

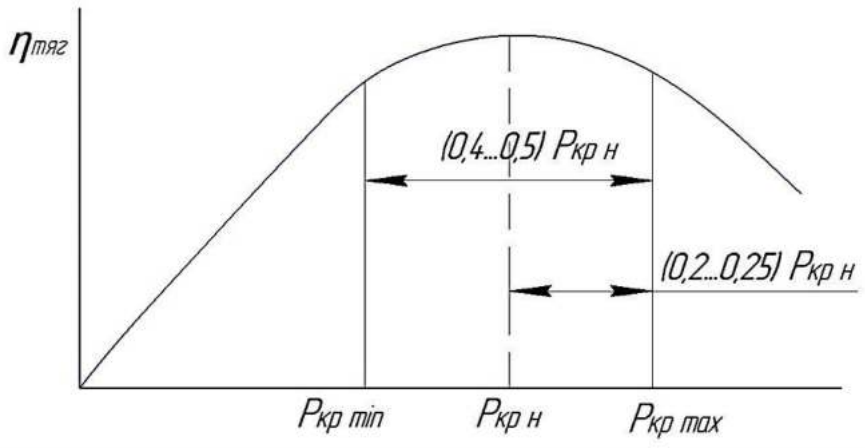


Рисунок 6.1 – Схема к расчёту диапазона тяговых усилий

Тяговый расчет трактора проводится только для рабочего диапазона.

Величину рабочего диапазона тяговых усилий $P_{крmin}$ и $P_{крmax}$ выбирают из соотношения

$$\Delta P_{кр} = P_{кр max} - P_{кр min} = (0{,}4 \ldots 0{,}5) \cdot P_{крн}, \quad (6.3)$$

где $P_{крн}$ – номинальное тяговое усилие трактора.

Из соотношения (6.3) определяют расчетные значения минимального $P_{крmin}$ и максимального $P_{крmax}$ тягового усилия трактора:

$$P_{кр min} = P_{крн} - (0{,}20 \ldots 0{,}25) P_{крн} = (0{,}75 \ldots 0{,}80) P_{крн}. \quad (6.4)$$

$$P_{кр max} = P_{крн} + (0{,}20 \ldots 0{,}25) P_{крн} = (1{,}20 \ldots 1{,}25) P_{крн}. \quad (6.5)$$

Величины минимальной $P_{к min}$ и максимальной $P_{к max}$ касательных сил тяги определяют из соотношений

$$P_{к min} = \frac{M_{д} \cdot i_z \cdot \eta_{тр}}{r_d}, \quad (6.6)$$

где $M_{д}$ – крутящий момент двигателя на номинальном режиме работы;

i_z – передаточное число трансмиссии на высшей передаче расчётного диапазона;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии на высшей передаче;

r_d – динамический радиус колеса.

$$P_{к max} = \frac{M_{д} \cdot i_1 \cdot \eta_{тр}}{r_d}, \quad (6.7)$$

где i_1 – передаточное число трансмиссии на низшей передаче расчётного диапазона;

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии на низшей передаче.

6.3 Определение передаточных чисел силовой передачи трактора

Соотношение передаточных чисел в рабочем диапазоне определяют из соотношения

$$\frac{i_1}{i_z} = \frac{P_{k max}}{P_{min}} = \frac{(1{,}20 \ldots 1{,}25) P_{крн} + f \cdot G_{э}}{(0{,}75 \ldots 0{,}80) P_{крн} + f \cdot G_{э}}. \quad (6.8)$$

После определения соотношения передаточных чисел в рабочем диапазоне решается задача по их величине и распределении между передачами. Расчёт передаточных чисел по передачам производится с использованием статистических данных по уровню рабочих скоростей сельскохозяйственных машин и орудий, с которыми предполагается агрегатирование трактора. Из приведенных статистических данных определяется минимальная по агротехническим или техническим соображениям рабочая скорость трактора в рабочем диапазоне.

При известной рабочей скорости трактора V_p на номинальном режиме тяги $P_{крн}$ рассчитывается потребная расчетная мощность двигателя:

$$N_{e\ расч} = \frac{(P_{крн} + f \cdot G_э) \cdot V_p}{\eta_{тр} \cdot (1 - \delta_{доп}) \cdot \chi}, \quad (6.9)$$

где χ – коэффициент, учитывающий неравномерность тяговой нагрузки.

Данный коэффициент предполагает некоторое резервирование мощности двигателя для обеспечения его работы при пиковых значениях нагрузок на крюке, принимают χ = 0,85–0,87.

После определения требуемой мощности выбирается существующий или проектируется новый двигатель.

В первом случае величина номинальная угловая скорость $\omega_н$ выбирается по технической характеристике, во втором – определяется по существующему уровню высокооборотности двигателя.

По известной характеристике двигателя, рабочей скорости на номинальном режиме и соотношениям передаточных чисел (6.8) рассчитывается полный диапазон рабочих скоростей:

V_{min} – наименьшая скорость на первой передаче;

V_{max} – максимальная скорость на высшей передаче.

Передаточное число на номинальном режиме $i_н$ определяется из соотношения

$$i_н = \frac{\omega_н \cdot r_r \cdot (1 - \delta_{доп})}{V_p}, \quad (6.10)$$

где $r_к$ – радиус качения ведущего колеса движителя.

Для определения структуры передаточных чисел (распределения передаточных чисел между передачами) принимают следующие условия:

– в пределах каждой передачи трактор должен работать на номинальном уровне мощности двигателя;

– при переключении передач и переходе с одной передачи на другую уровень загрузки двигателя по крутящему моменту должен сохраняться постоянным и равным коэффициенту запаса двигателя по крутящему моменту.

Графическое представление этих условий приведено на рисунке 6.2.

Принятые требования графически определяют необходимость сохранения постоянного диапазона момента двигателя $\Delta M = M_{max} - M\,min$ или соотношения

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = K_M = \text{const}. \quad (6.11)$$

Значение $P_{к\,max}$ рассчитывают по формуле

$$P_{к\,max} = (1{,}20...1{,}25) \cdot P_{крн} + f \cdot G_э. \quad (6.12)$$

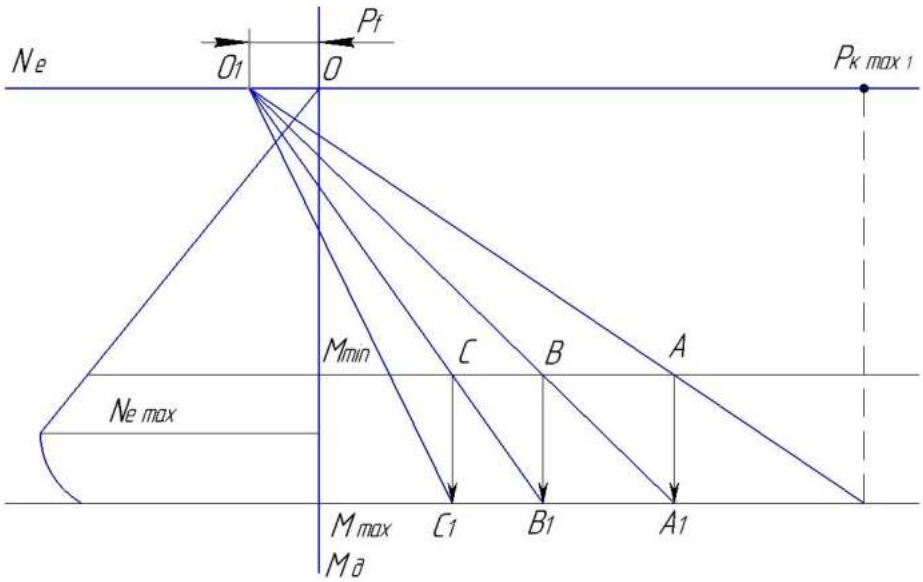


Рисунок 6.2 – Схема к расчёту передаточных чисел трансмиссии по закону геометрической прогрессии

Точки перехода на более высокие передачи (*A, B,C)* определяются линиями пересечения лучей $P_к$ с прямой минимального крутящего момента M_{min}.

Принятые требования графически определяют необходимость сохранения постоянного диапазона момента двигателя $\Delta M = M_{max} - M\,min$ или соотношения

$$\frac{M_{max}}{M_{min}} = K_M = \text{const}. \tag{6.13}$$

Соотношение передаточных чисел по передачам определяем по очевидному равенству касательных сил тяги в точках перехода *A-A1, B-B1,C-C1* и т.д.

$$A - A_1: \qquad \frac{M_{д\,min} \cdot i_1 \cdot \eta_{mp}}{r_d} = \frac{M_{д\,max} \cdot i_2 \cdot \eta_{mp}}{r_d}. \tag{6.14}$$

$$B - B_1: \qquad \frac{M_{д\,min} \cdot i_2 \cdot \eta_{mp}}{r_d} = \frac{M_{д\,max} \cdot i_3 \cdot \eta_{mp}}{r_d}. \tag{6.15}$$

$$C - C_1: \qquad \frac{M_{д\,min} \cdot i_n \cdot \eta_{mp}}{r_d} = \frac{M_{д\,max} \cdot i_{n+1} \cdot \eta_{mp}}{r_d}. \tag{6.16}$$

Указанные соотношения показывают, что передаточные числа при выполнении поставленных условий распределяются по закону геометрической прогрессии.

$$\frac{i_1}{i_2} = \frac{i_n}{i_{n+1}} = K_M = \text{const}. \tag{6.17}$$

Принятые соотношения позволяют после определения передаточного числа на первой передаче рассчитывать передаточные числа на любой передаче.

$$i_1 = \frac{P_{k\,max} \cdot r_d}{M_{\partial} \cdot \eta_{mp}}. \tag{6.18}$$

$$i_2 = \frac{i_1}{K_M}. \tag{6.19}$$

$$i_n = \frac{i_1}{K_M^{n-1}}. \tag{6.20}$$

Недостатком геометрического ряда передач является неравномерность диапазонов тяговых усилий $\Delta P_{кр}$ на различных передачах. При этом для перехода на более низкие передачи требуется чрезмерное изменение тяговых усилий $\Delta P_{кр}$.

Данного недостатка лишён принцип расчёта передаточных чисел по закону арифметической прогрессии, в основе которого лежит постоянство диапазона тяговых усилий на всех передачах (рисунок 6.3).

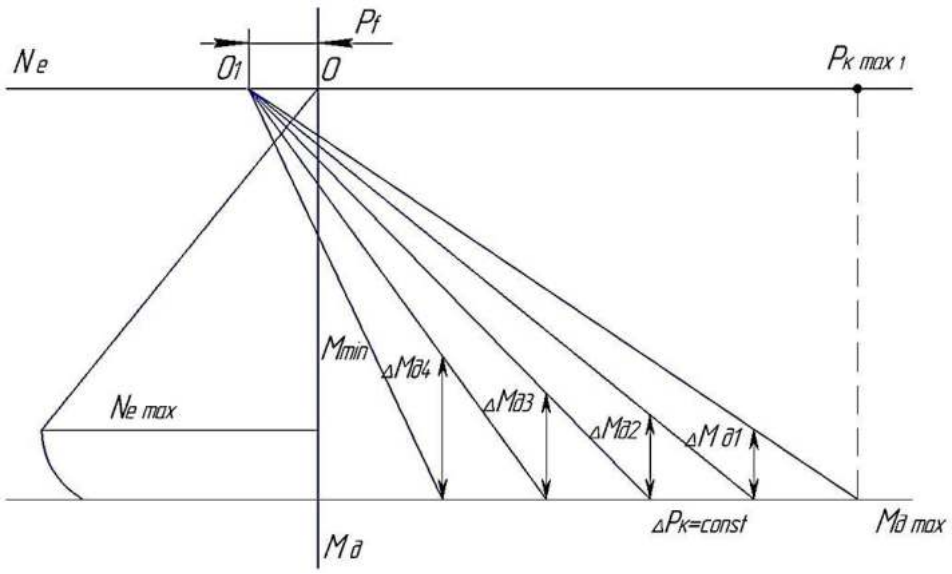


Рисунок 6.3 – Схема к расчёту передаточных чисел трансмиссии по закону арифметической прогрессии

Недостатком этого метода является непостоянство загрузки двигателя по крутящему моменту M_{∂}.

В практике тракторостроения часто используют комбинированный способ расчёта передаточных чисел трансмиссии, когда на низших передачах используют метод арифметической, а на высших передачах – метод геометрической прогрессии.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие задачи стоят перед тяговым расчётом трактора?
2. Какие исходные данные необходимы для тягового расчета?
3. Как определяют полный диапазон тяговых усилий трактора?
4. Как определяют рабочий диапазон тяговых усилий трактора?
5. Как выполняется расчёт передаточных чисел по передачам?
6. Преимущества и недостатки расчёта передаточных чисел по закону геометрической прогрессии.
7. Преимущества и недостатки расчёта передаточных чисел по закону арифметической прогрессии.

7 ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

7.1 Оценочные параметры гидротрансформатора

Гидродинамические передачи тракторов и автомобилей представляют собой сочетание гидротрансформатора и ступенчатой коробки передач. Тягово-скоростные свойства таких передач в значительной степени зависят от эксплуатационных характеристик гидротрансформаторов.

В качестве оценочных параметров гидротрансформаторов принимают коэффициенты моментов $\lambda_н$ и λ_T соответственно ведущего и ведомого валов, силовое K и кинематическое i передаточные отношения, а также коэффициент полезного действия η.

В гидротрансформаторах, в отличие от других видов механических передач, под кинематическим передаточным отношением i понимают отношение угловой скорости ведомого вала (турбины) к угловой скорости ведущего вала (насоса).

Коэффициенты моментов ведущего $\lambda_н$ и ведомого λ_T валов отражают зависимость этих моментов от параметров круга циркуляции рабочей жидкости, углов наклона кромок лопаток колес и их скоростных режимов.

$$\lambda_н = \frac{T_н}{\rho \cdot n_н^2 \cdot Д^5}, \tag{7.1}$$

$$\lambda_T = \frac{T_T}{\rho \cdot n_T^2 \cdot Д^5}, \tag{7.2}$$

где ρ – плотность рабочей жидкости;

$n_н$, n_T – частота вращения вала насоса и вала турбины соответственно;

$Д$ – активный диаметр гидротрансформатора, соответствующий наружному диаметру круга циркуляции.

Силовое передаточное отношение (коэффициент трансформации) K оценивает преобразующее свойство гидротрансформатора.

$$K = \frac{T_T}{T_H}. \tag{7.3}$$

Кинематическое передаточное отношение

$$i = \frac{n_T}{n_H}. \tag{7.4}$$

КПД гидротрансформатора

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{T_T \cdot n_T}{T_H \cdot n_H} = K \cdot i, \tag{7.5}$$

где N_T и N_H – мощность, подведенная к насосу и отведенная от турбины.

7.2 Характеристики гидротрансформатора

О преобразующих свойствах и возможностях гидротрансформатора судят по внешней, безразмерной, нагрузочной и выходной характеристикам.

Внешняя характеристика представляет собой зависимость моментов T_H, T_T, T_P, КПД η_{TP} от кинематического передаточного отношения K при постоянной частоте вращения вала насоса n_H.

Внешняя характеристика гидротрансформатора представлена на рисунке 7.1.

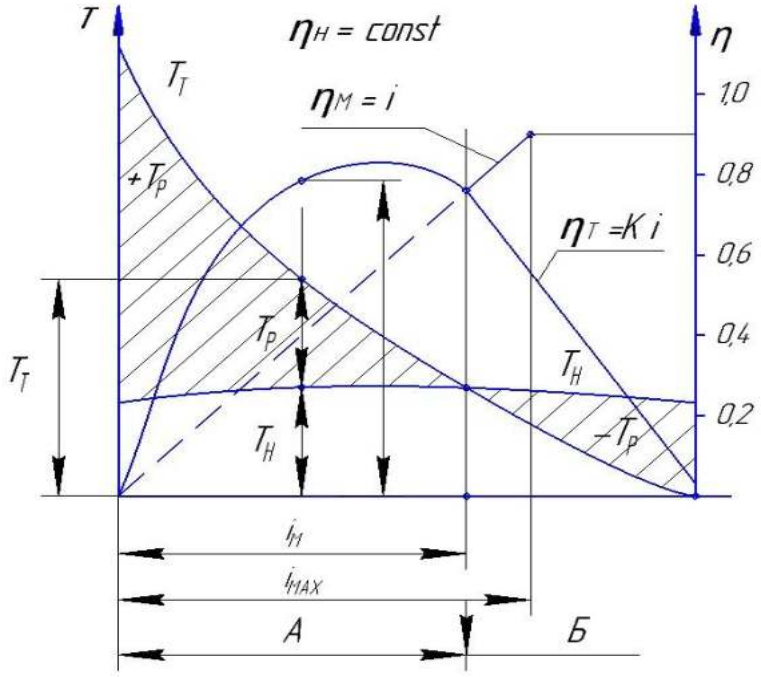


Рисунок 7.1 – Внешняя характеристика гидротрансформатора

На внешней характеристике гидротрансформатора выделяют две зоны: зону «*А*» и зону «*Б*». Зона «*А*» является рабочей и соответствует работе гидротрансформатора в режиме бесступенчатого преобразователя момента.

В этой зоне коэффициент трансформации изменяется от K_{max} (при $i = 0$) до $K = 1$ при $i_м = 0{,}6–0{,}8$.

Зона «*Б*» является нерабочей, т.к. вследствие возросшей частоты вращения турбины происходит такое изменение направления выходящей из него жидкости, при котором момент T_p приобретает отрицательное значение.

КПД гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе ($\eta_м$ – по прямой, пунктиром), $\eta_м = i$, $\eta_T = K \cdot i$.

Из характера протекания кривых видно, что до тех пор, пока $K > 1$, $\eta_T > \eta_H$. Следовательно, гидротрансформатор на рабочем режиме обеспечивает автомобилю лучшие не только тягово-скоростные качества, но и топливную экономичность.

Для расширения рабочей зоны внешней характеристики гидротрансформатора прибегают к следующим мерам.

1. Реактор связывают с корпусом гидротрансформатора не неподвижно, а при помощи муфты свободного хода. В этом случае в начале зоны «*Б*», когда момент T_P меняет свой знак, реактор освобождается и, вращаясь свободно, перестает воздействовать на поток. При дальнейшем увеличении кинематического передаточного отношения гидротрансформатор работает в режиме гидромуфты. Такой гидротрансформатор называется комплексным.

2. Применяют блокировку гидротрансформатора с помощью фрикционной муфты, встроенной в гидротрансформатор и жестко соединяющей насос и турбину. Блокировочную муфту включают обычно при $i = i_{max}$, и тогда КПД скачком достигает значений, близких к 1,0.

3. Реактор выполняют двухступенчатым, состоящим из двух отдельных лопастных колес, каждое из которых установлено на отдельной муфте свободного хода. Это позволяет смещать максимум КПД в зону средних значений кинематического передаточного отношения на место возможного снижения.

Опыт эксплуатации показал, что выигрыш таких гидротрансформаторов от повышения КПД при невысоких коэффициентах трансформации K_{max} не оправдывает усложнения конструкции. Поэтому гидротрансформаторы такого типа сейчас не применяются.

Безразмерная характеристика представляет собой зависимость коэффициентов моментов $\lambda_н$, λ_T, КПД η и коэффициента трансформации K от кинематического передаточного отношения i (рисунок 7.2).

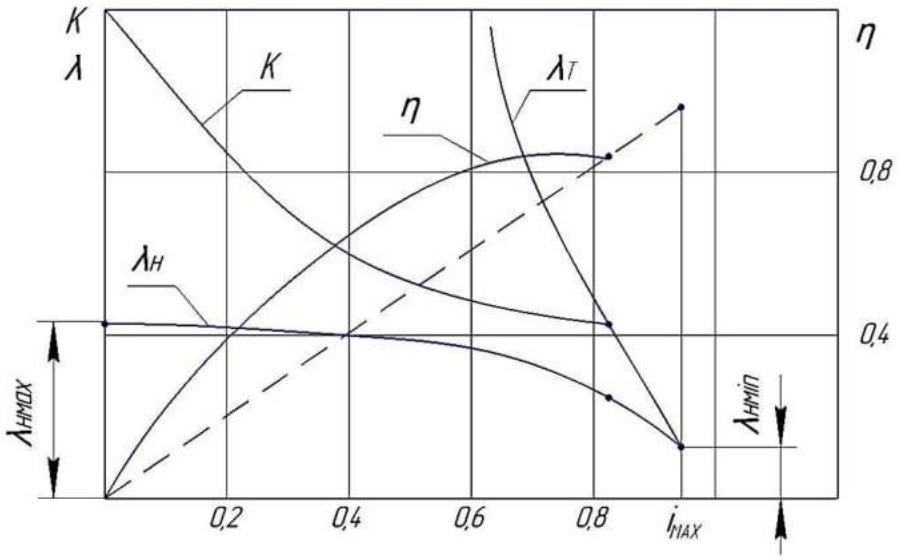


Рисунок 7.2 – Безразмерная характеристика гидротрансформатора

Величину «*К*» при этом определяют из соотношения

$$K = \frac{T_T}{T_H} = \frac{\lambda_T \cdot i^2}{\lambda_T}. \qquad (7.6)$$

Безразмерная характеристика не зависит от абсолютных значений ρ, n, $Д$ и справедлива для гидротрансформатора любого размера, если его колеса геометрически подобны колесам прототипа, для которого экспериментально была определена исходная внешняя характеристика.

График $\lambda_H = f(i)$ позволяет, используя зависимость (7.1) для каждого значения $n_н$ и соответствующего значения $T_н$, определить величины i и K.

Например, при расчете скорости автомобиля и силы тяги на колесах при заданном значении частоты вращения вала двигателя и полном нажатии педали подачи топлива с полным открытием дроссельной заслонки или ходе рейки топливного насоса график $\lambda_T = f(i)$ позволяет, используя зависимость (7.2) для каждого значения частоты вращения вала турбинного колеса n_T, определить величины i и K, например, при расчете расхода топлива при заданной постоянной скорости движения автомобиля.

Нагрузочная характеристика представляет собой зависимость крутящего момента $T_н$, необходимого для вращения насосного колеса, от частоты вращения $n_н$ этого колеса.

$$T_н = \lambda_н \cdot \rho \cdot n_н^2 \cdot Д^5. \tag{7.7}$$

Свойство гидротрансформатора нагружать двигатель характеризуется прозрачностью и оценивается коэффициентом прозрачности «$П$». Он показывает, как изменяется момент, необходимый для вращения насосного колеса, с изменением скоростного режима работы турбинного колеса.

$$П = \frac{T_н(i=0)}{T_н(к=1{,}0)}. \tag{7.8}$$

Так как при $n_н = \text{const}$ момент $T_н$ пропорционален коэффициенту момента $\lambda_н$, то

$$П = \frac{\lambda_н(i=0)}{\lambda_н(к=1)}. \tag{7.9}$$

Различают гидротрансформаторы непрозрачные ($П$=1,0), с прямой прозрачностью ($П$>1,0) и обратной ($П$<1,0) прозрачностью.

У непрозрачного гидротрансформатора $\lambda_н = \text{const}$ при всех значениях кинематического передаточного отношения i. Поэтому его нагрузочная характеристика изображается одной параболой, а условия совместной работы двигателя с гидротрансформатором при различных положениях педали подачи топлива характеризуются точками, геометрическим местом которых является кривая функции $T_н = f(n_н)$.

В этом случае двигатель будет работать с постоянной частотой коленчатого вала независимо от изменения положения педали газа и крутящего момента на валу турбины, т.е. исключается возможность использования приспособляемости двигателя к полезной нагрузке на ведомом валу гидротрансформатора.

У прозрачного гидротрансформатора коэффициент момента $\lambda_н$ зависит от передаточного отношения i, поэтому его нагрузочная характеристика изображается семейством парабол (рисунок 7.3).

Каждая линия соответствует зависимости $T_н = f(n_н)$ для одного определенного значения коэффициента $\lambda_н$, соответствующего конкретной величине передаточного отношения i.

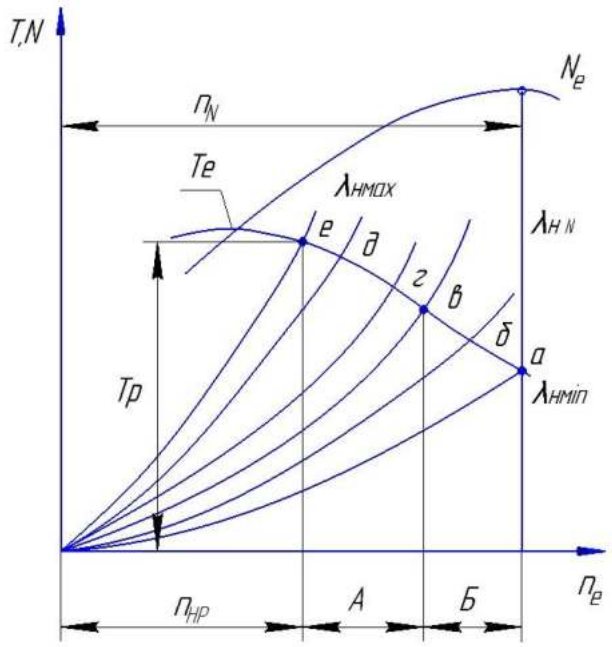


Рисунок 7.3 – Нагрузочная характеристика гидротрансформатора

На рисунке 7.3 приведена нагрузочная характеристика гидротрансформатора, обладающего прямой прозрачностью, а также внешняя скоростная характеристика ДВС. Зона «*А*» соответствует работе гидротрансформатора в режиме преобразователя момента, зона «*Б*» – гидромуфты.

Этот график показывает, что прозрачность гидротрансформатора значительно расширяет возможные режимы его совместной работы с двигателем.

При прямой прозрачности достигается использование приспособляемости двигателя. Пусть в данных условиях движения автомобиля совместная работа его двигателя и гидротрансформатора характеризуется координатами т. «*а*». С увеличением сопротивления станет уменьшаться кинематическое передаточное отношение i и двигатель при неизменном положении педали газа автоматически будет переходить на режимы, характеризуемые точками *б*, *в*, *г*, *д* и *е* с соответствующим увеличением крутящего момента.

Таким образом, нагрузочная характеристика гидротрансформатора позволяет определить режим его совместной работы с тем или иным двигателем.

Гидротрансформатор с обратной прозрачностью соответственно не имеет практического значения для автомобилей.

Выходная характеристика гидротрансформатора представляет собой совокупные зависимости крутящего момента на турбине T_T и КПД η от оборотов вала турбины n_T. Выходная характеристика используется для определения тягово-скоростных возможностей автомобиля. При её построении исходят из того, что точки пересечения кривых нагрузочных характеристик с кривой крутящего момента двигателя соответствует ряду режимов совместной работы двигателя с гидротрансформатором, обусловленных взаимосвязанными значениями величин $\lambda_н$, K и η. Поэтому используя нагрузочную и безразмерную характеристики, определяют для каждого из этих режимов силовое K и кинематическое i передаточные отношения. При этом $T_T = T_e \cdot K$, $n_T = n_e \cdot i$.

Затем по полученным результатам строят выходную характеристику гидротрансформатора (рисунок 7.4).

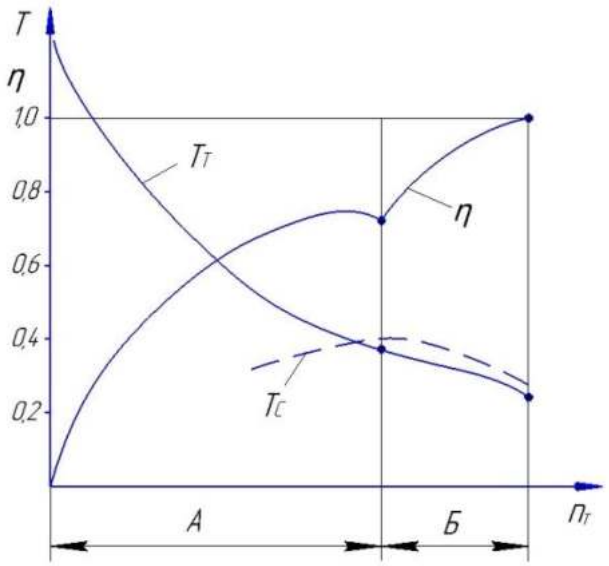


Рисунок 7.4 – Выходная характеристика гидротрансформатора

Падающий характер кривой $T_T = f(n_T)$ отражает основную положительную особенность гидротрансформатора – возможность получить тяговую характеристику автомобиля, близкую к идеальной, т.е. к гиперболической зависимости тягового усилия от скорости автомобиля.

7.3 Способы улучшения преобразующих и энергетических свойств гидропередач

В автомобилестроении наибольшее применение нашли комплексные гидротрансформаторы, обеспечивающие при некотором значении кинематических передаточных отношений $i_{ГТ} = i_{ГТМ}$ автоматический режим гидромуфты. КПД гидромуфты выше, чем КПД гидротрансформатора при коэф-

фициенте трансформации $K_{ГТ} < 1$, поэтому такой переход расширяет зону работы с высоким КПД (рисунок 7.5).

При $K_{ГТ} < 1$ момент реактора меняет знак и реактор, установленный на муфте свободного хода, начинает свободно вращаться вместе с насосным колесом. При дальнейшем увеличении кинематического передаточного отношения гидротрансформатор работает в режиме гидромуфты.

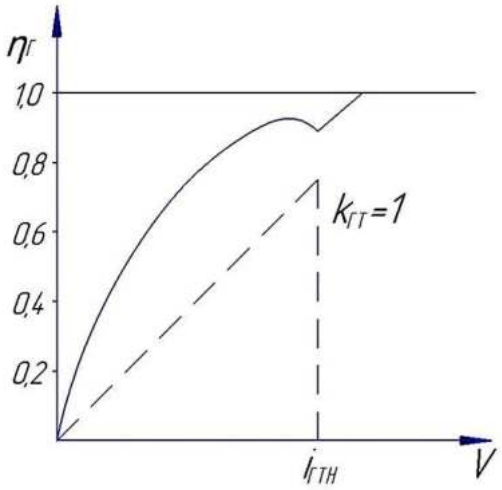


Рисунок 7.5 – Зависимость КПД гидротрансформатора
от скорости турбинного колеса

Иногда устанавливают два реактора, каждый на своей муфте свободного хода. При некотором значении кинематического передаточного отношения $i_{ГТ}$ на муфте свободного хода начинает вращаться первый реактор, при этом снижаются потери на удар при входе и максимум КПД гидротрансформатора смещается в сторону больших значений кинематического передаточного отношения $i_{ГТ}$. Затем по мере дальнейшего увеличения $i_{ГТ}$ начинает вращаться второй реактор и происходит переход на режим гидромуфты (рисунок 7.6).

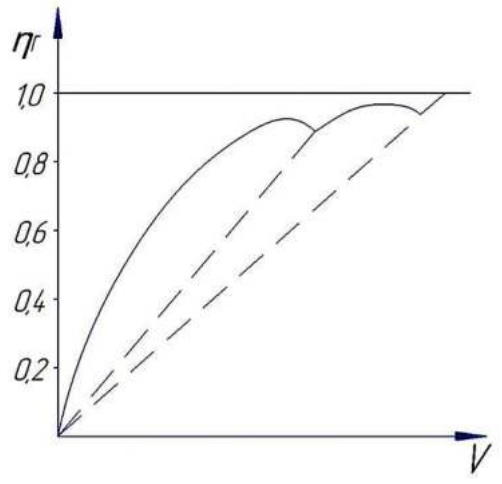


Рисунок 7.6 – Зависимость КПД гидротрансформатора
для различных значений кинематического передаточного отношения $i_{ГТ}$

Применение такой конструкции позволяет расширить зону работы гидротрансформатора с высоким КПД. Однако вследствие сложности конструкции такие гидротрансформаторы практически не применяются.

Комплексные гидротрансформаторы удобны, если максимальный КПД $\eta_{ГТmax}$ соответствует большим кинематическим передаточным числам $i_{ГТ}$ и переход на режим гидромуфты осуществляется при $i_{ГТ}$ = 0,84–0,85 и КПД $\eta_{ГТ}$ = 0,80.

С увеличением силового передаточного отношения $K_{ГТmax}$ максимальный КПД $\eta_{ГТmax}$ смещается в область меньших значений $i_{ГТ}$. У гидротрансформаторов с высокими преобразующими свойствами переход на режим гидромуфты происходит при малых $\eta_{ГТ}$, поэтому целесообразнее использовать блокируемые гидротрансформаторы со специальной фрикционной муфтой, что позволяет, блокируя (соединяя) насос и турбину, исключить потери в гидротрансформаторе. Блокировка обычно происходит автоматически и может быть использована как для не комплексных, так и для комплексных гидротрансформаторов.

7.4 Условия эффективной работы гидромеханических передач

Эффективная работа автомобилей и тракторов, снабженных гидротрансформаторами, возможна при выполнении двух условий.

1. Гидротрансформатор используется на режимах, при которых его КПД $\eta_{ГТ}$ не ниже 0,80.

2. На этих режимах диапазон изменения крутящего момента на коленчатом валу должен соответствовать диапазону, заданному по результатам тягового расчета автомобиля.

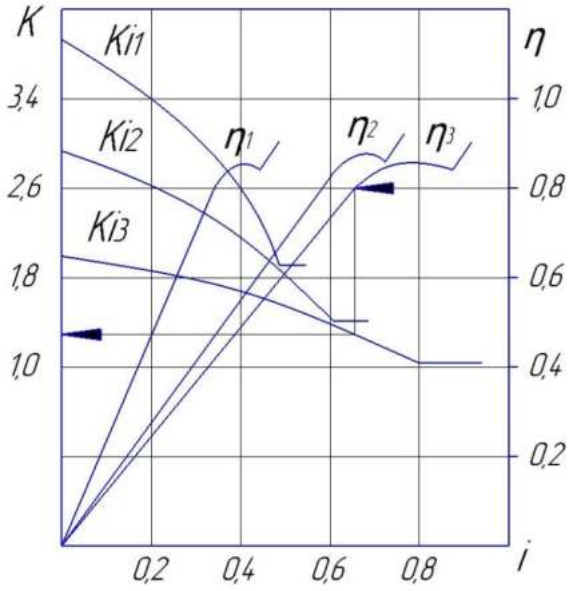


Рисунок 7.7 – Схема к определению общего передаточного числа трансмиссии

Выполнить эти условия возможно, установив за гидротрансформатором ступенчатую коробку передач (с 2–4 передачами для легковых и 3–5 передачами для грузовых автомобилей). Совокупность этих агрегатов называют гидромеханической передачей.

Образец безразмерной характеристики трехступенчатой передачи легкового автомобиля представлен на рисунке 7.7.

Преобразующие свойства и рабочий диапазон гидромеханической передачи тем выше, чем больше число ступеней механической коробки передач. Однако при этом усложняется ее конструкция. Это требует автоматического переключения передач с управлением по двум параметрам: скорости движения (ω_e) и нагрузки двигателя (M_e).

Высшую передачу механической части гидромеханической передачи делают прямой или ускоряющей. Если высшая передача прямая, то передаточное число низшей (первой) передачи i_1 определяют из соотношения

$$i_1 = \frac{D}{K_{0,8}}, \qquad (7.10)$$

где D – диапазон силового передаточного отношения, заданный тяговым расчетом;

$K_{0,8}$ – коэффициент трансформации при $\eta = 0{,}80$.

Пусть для показанной передачи $D = 2{,}6$ согласно рисунку 7.7 $K_{max} \approx 2{,}05$, $K_{0,8} = 1{,}3$.

Тогда $i_1 = 2{,}6 / 1{,}3 = 2{,}0$, а общее передаточное отношение трансмиссии при трогании с места составит $i_{mp} = 2{,}0 \cdot 2{,}05 = 4{,}10$.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие критерии используют для оценки параметров гидротрансформаторов?
2. Что собой представляет внешняя характеристика гидротрансформатора?
3. Что собой представляет безразмерная характеристика гидротрансформатора?
4. Что собой представляет нагрузочная характеристика гидротрансформатора?
5. Что собой представляет выходная характеристика гидротрансформатора?
6. Что такое прозрачность гидротрансформатора и чем она оценивается?
7. Какие способы улучшения преобразующих и энергетических свойств гидропередач вы знаете?
8. Условия эффективной работы гидромеханических передач.

8 ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

8.1 Оценочные показатели и характеристики топливной экономичности наземных транспортных средств

Топливная экономичность является одним из важнейших эксплуатационных свойств наземных транспортно-технологических средств. В настоящее время на горюче-смазочные материалы приходится до 20–25% от всех затрат на выполнение перевозок.

Для оценки топливной экономичности наземных транспортных средств используются два основных показателя:

– путевой расход топлива (л/100 км);

– транспортный расход топлива (л/100 ткм, л/100 пасс.км).

Путевой расход топлива q_n представляет собой расход топлива в литрах на 100 км пути:

$$q_n = \frac{Q_S}{S} \cdot 100, \tag{8.1}$$

где Q_S – количество израсходованного топлива, л;

S – длина пройденного пути, км.

В США, Великобритании и ряде других стран топливная экономичность измеряется количеством км или миль, пройденных автомобилем на одном литре или галлоне топлива.

Транспортный расход топлива q_W представляет собой расход топлива на единицу транспортной работы:

$$q_W = \frac{Q_S}{W_S} \cdot 100, \tag{8.2}$$

где W_S – величина транспортной работы, совершенной автомобилем на пробеге S км, т км (пасс. км).

Показатели путевого и транспортного расхода топлива имеют совершенно различный физический смысл. Так, путевой расход топлива q_n показывает темп расходования топлива и сам по себе не позволяет судить об эффективности расходования топлива. Транспортный, в отличие от путевого расхода топлива, является показателем эффективности его использования, так как он соотносит затраты топлива с полезной выполненной транспортной работой.

Транспортный расход топлива позволяет сравнивать топливную экономичность разных по грузоподъёмности или пассажировместимости транспортных средств.

Для оценки топливной экономичности автотранспортных средств ГОСТ Р 54810-2011 предусматривает следующие показатели и характеристики:

– контрольный расход топлива;

– расход топлива в магистральном цикле на дороге;

– расход топлива в городском цикле на дороге;

– расход топлива в городском цикле на стенде;

– топливная характеристика установившегося движения;

– топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге.

ГОСТ Р 54810-2011 регламентирует следующие условия проведения испытаний: скорость установившегося движения; нагрузка; дорожные условия; атмосферные условия.

При определении контрольного расхода топлива принимают следующие скорости установившегося движения:

а) 40 и 60 км/ч – для городских автобусов и полноприводных автомобилей с полной массой свыше 3,5 т;

б) 60 и 80 км/ч – для грузовых автомобилей и автопоездов, а также специальных, междугородных и дальнего следования автобусов с полной массой свыше 3,5 т;

в) 90 и 120 км/ч – для легковых и грузовых автомобилей, а также автобусов с полной массой до 3,5 т.

Для всех АТС с полной массой свыше 3,5 т нагрузка должна составлять 100%. Для АТС с полной массой до 3,5 т нагрузка должна составлять 50%.

Дорожные условия (кроме характеристики на магистрально-холмистой дороге) должны удовлетворять следующим требованиям: дорога прямая, горизонтальная, асфальтобетонная или цементобетонная длиной не менее одного километра.

Атмосферные условия должны соответствовать следующим требованиям*:* скорость ветра – не более 3 м/с; температура воздуха – не ниже 3 ^{0}C; атмосферное давление – не ниже 683 мм рт.ст.; относительная влажность воздуха не должна превышать 95%.

Контрольный расход топлива $q_{кр}$ – это осредненный путевой расход топлива q_n, соответствующий двум установившимся скоростям движения автомобиля на высшей передаче с определенной массой груза, на прямой горизонтальной дороге с твердым ровным покрытием при стандартных атмосферно-погодных условиях.

Для всех АТС, за исключением АТС с полной массой до 3,5 т, контрольный расход топлива $q_{кр}$ рассчитывают по формуле

$$q_{кр} = (q_{S1} + q_{S2}) / 2 , \qquad (8.3)$$

где q_{S1}, q_{S2} – путевые расходы топлива, соответствующие двум заданным скоростям движения, л/100 км.

Для АТС с полной массой до 3,5 т численные значения контрольного расхода топлива определяют по формуле

$$q_{кр} = 0{,}25(\, q_{S1} + q_{S2}\,) + 0{,}5 q_{гец}, \qquad (8.4)$$

где $q_{гец}$ – расход топлива в городском ездовом цикле на стенде, л/100 км.

Топливно-экономическая характеристика установившегося движения – это зависимость путевого расхода топлива q_n от скорости движения V автомобиля. При экспериментальном определении топливной характеристики условия проведения испытаний должны быть аналогичны условиям определения контрольного расхода топлива. Единственное отличие испытаний заключается в том, что путевой расход топлива определяется не при двух фиксированных скоростях движения, а для целого ряда скоростей, начиная от максимальной и заканчивая минимальной устойчивой скоростью $V_{мин}$. При построении топливно-экономической характеристики скорости движения легковых автомобилей задают через 20 км/ч, а грузовых и автобусов – через 10 км/ч. Физический смысл данной характеристики заключается в определении минимального расхода топлива при различных скоростях установившегося движения автомобиля с заданной нагрузкой на высшей передаче.

Расход топлива в магистральном цикле на дороге – расход топлива, полученный на горизонтальной прямой дороге с твёрдым покрытием при имитации магистрального скоростного режима движения.

Скоростной режим движения имитируется в соответствии с предварительно разработанной операционной картой, предусматривающей разгоны, движение автомобиля с постоянной скоростью, торможение автомобиля двигателем. Схема магистрального ездового цикла (МЕЦ) для туристских и междугородных автобусов, а также автомобилей с полной массой до 3,5 т представлена на рисунке 8.1.

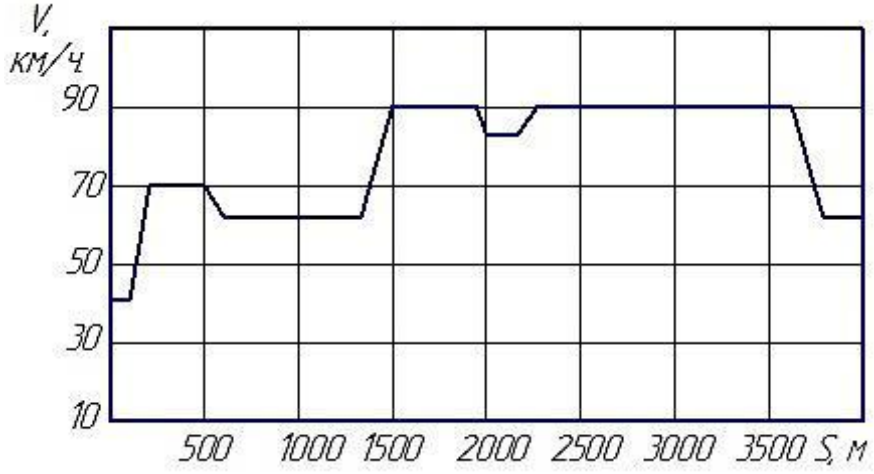


Рисунок 8.1 – Схема ездового цикла, имитирующего магистральный режим движения автомобиля с полной массой до 3,5 т

Длина горизонтальной, асфальтобетонной или цементобетонной дороге должна быть не менее 4,0 км.

Расход топлива в магистральном цикле используется для оценки топливной экономичности (q_n) автомобилей при движении на загородных магистралях.

Расход топлива в городском цикле на дороге – расход топлива, полученный на прямой горизонтальной дороге с твёрдым покрытием при режиме движения, имитирующем режим движения автомобиля в городе.

Методика определения указанного расхода аналогична методике определения расхода топлива в магистральном цикле. Однако операционная карта ГЕЦ предусматривает не только разгоны, движение с постоянной скоростью и торможение автомобиля двигателем, но также полные и частичные торможения автомобиля рабочей тормозной системой. Схема ездового цикла, имитирующего городские условия движения, для автомобилей полной массой до 3,5 т представлена на рисунке 8.2.

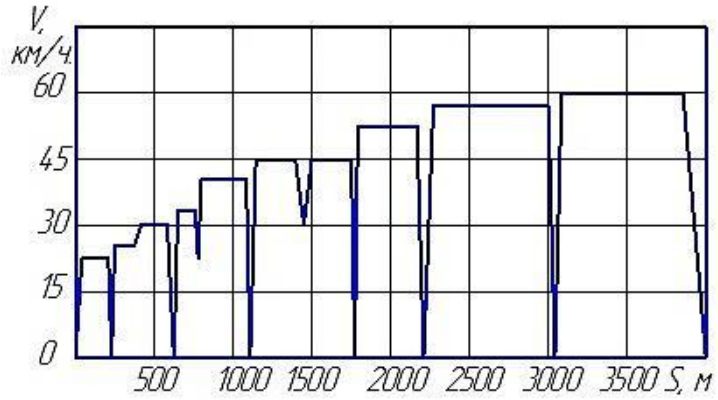


Рисунок 8.2 – Схема ездового цикла, имитирующего городской режим движения автомобиля с полной массой до 3,5 т

Расход топлива в городском цикле на дороге используется для оценки топливной экономичности автомобилей (q_n), работающих в условиях города.

Расход топлива в городском цикле на стенде – расход топлива, полученный при имитации городского режима движения на стенде в соответствии с международными требованиями (европейский цикл).

Данный показатель используется только для оценки топливной экономичности автомобилей с полной массой до 3,5 т, т.е. легковых автомобилей, микроавтобусов и грузовых автомобилей особо малой грузоподъёмности. Имитация движения на стенде осуществляется в соответствии с предварительно разработанной операционной картой. В процессе испытаний повторность цикла должна составлять 11 раз. При этом первые пять циклов прогона предназначены для прогрева двигателя и трансмиссии автомобиля. Кратность непосредственного измерения расхода топлива должна равняться трём в следующих друг за другом прогонах пар циклов: 6-7. 8-9. 10-11. Средний расход топлива определяют как среднее арифметическое трех последовательных измерений.

Топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге – зависимость расхода топлива (q_n) и средней скорости автомобиля от допускаемой скорости движения, полученная на магистрально-холмистой дороге с заданной характеристикой при движении в предварительно заданном режиме.

Данная характеристика определяется на измерительном участке асфальтобетонной дороги длиной 13–15 км, находящемся на высоте над уровнем моря не более 1000 м и имеющем продольный профиль с чередующимися подъемами и уклонами до 4% длиной до 600–800 м. Концы измерительного участка дороги должны располагаться на одной высоте над уровнем моря. Атмосферные условия и нагрузка должны быть такими же, как при определении контрольного расхода топлива q_n.

Для определения каждой точки и построения зависимостей $q_S = f(V_{доп})$ и $V_S = f(V_{доп})$ автомобиль совершает пробег по измерительному участку с максимально возможной скоростью, не превышающей заранее установленный предел ($V_{доп}$). Количество допускаемых скоростей принимается с таким расчетом, чтобы общее число заездов было не менее четырех, а значения допустимых скоростей ($V_{доп}$) находились в диапазоне от 40 км/ч до V_{max} и были кратны десяти. На основании таких измерений определяются средний расход топлива и средняя скорость движения автомобиля для каждого заезда, соответствующего определенной допускаемой скорости. После этого строят графики зависимости среднего расхода топлива $q_S = f(V_{доп})$ и средней скорости от величины допускаемой скорости $V_S = f(V_{доп})$. Общий вид топливно-скоростной характеристики на магистрально-холмистой дороге представлен на рисунке 8.3.

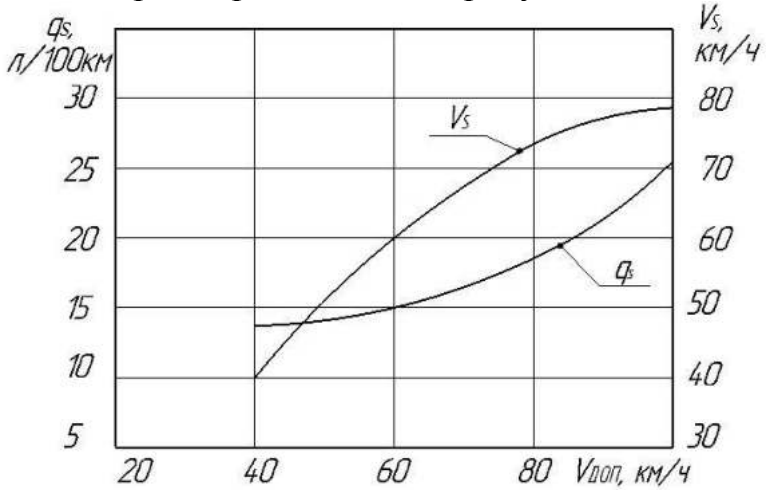


Рисунок 8.3 – Топливно-скоростная характеристика на магистрально-холмистой дороге

Данная топливно-скоростная характеристика используется для совместной оценки скоростных свойств и топливной экономичности при работе автомобиля на дорогах магистрально-холмистого типа.

8.2 Уравнение расхода топлива

Уравнение расхода топлива выражает зависимость величины мгновенного путевого расхода от показателей режима движения, тактико-технической характеристики, а также условий движения и может быть записано в виде

$$q_S = \frac{G_{T\Phi} \cdot t_{100}}{\rho_T} = G_{T\Phi} \cdot \frac{100}{3{,}6 \cdot V \cdot \rho_T}, \qquad (8.5)$$

где $G_{T\Phi}$ – фактический расход топлива двигателем, кг/ч;

t_{100} – время преодоления 100 км пути, ч;

ρ_T – плотность топлива, кг/л.

$$G_{T\Phi} = 10^{-3} \cdot N_{e\Phi} \cdot g_e, \qquad (8.6)$$

где g_e – удельный эффективный расход топлива двигателя;

$N_{e\Phi}$ – фактическая мощность, затрачиваемая на движение автомобиля в заданных дорожных условиях.

$$N_{e\phi} = N_{mp} + N_f \pm N_\alpha + N_W + N_{кр} \pm N_j \quad . \qquad (8.7)$$

Учитывая, что мощность сил сопротивления равна произведению суммы сил сопротивления на скорость движения автомобиля, уравнение (8.7) можно записать в виде

$$q_S = \frac{g_e}{36000 \cdot \rho_T} \cdot (P_{mp} + P_f + P_W \pm P_\alpha \pm P_j + P_{кр}). \qquad (8.8)$$

Как следует из полученного уравнения, количество топлива, расходуемого автомобилем на единицу пробега, зависит от суммарного сопротивления движению и экономичности работы двигателя. При равномерном движении инерционная сила отсутствует и мощность, затрачиваемую на движении автомобиля, можно определить из выражения

$$N_{e\Phi} = \frac{\left(G_a \cdot \psi + kFV^2\right) \cdot V}{10^3 \cdot \eta_{TP}}. \qquad (8.9)$$

В этом случае выражение (8.1) для расчета путевого расхода топлива принимает вид

$$q_S = \frac{g_e \left(G_a \cdot \psi + kFV^2\right)}{36000 \cdot \eta_{TP} \cdot \rho_T}. \qquad (8.10)$$

Таким образом, из выражения (8.10) видно, что путевой расход топлива зависит от скорости движения и дорожных условий.

Практическое использование уравнения (8.10) для определения расхода топлива затруднительно, так как удельный эффективный расход топлива g_e зависит от условий движения автомобиля, а конкретно от скоростного и нагрузочного режима работы двигателя. Кроме этого, КПД трансмиссии зависит от суммарной силы сопротивления движению. Следует учитывать и влияние скорости движения на преодоление заданного отрезка пути.

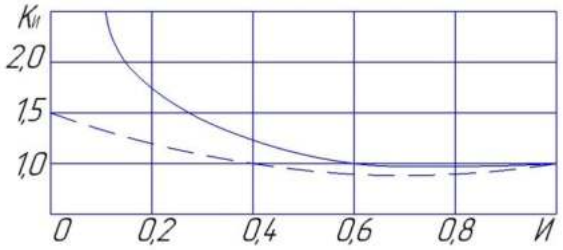
Для определения расхода топлива в конкретных дорожных условиях требуется экспериментальная нагрузочная характеристика двигателя. При отсутствии экспериментальных данных можно использовать приближенную зависимость для определения удельного эффективного расхода топлива:

$$g_e = k_{ck} \cdot k_u \cdot g_{emin}, \qquad (8.11)$$

где k_{ck} – коэффициент, учитывающий изменение удельного эффективного расхода топлива в зависимости от оборотов двигателя;

κ_u – коэффициент учёта использования мощности двигателя.

Примерные значения коэффициента учёта использования мощности двигателя $k_И$ приведены на рисунке 8.4.



– карбюраторные двигатели; --- дизельные двигатели

Рисунок 8.4 – Зависимость коэффициента изменения удельного эффективного расхода топлива $k_И$ от коэффициента использования мощности двигателя

Значения коэффициента k_{ck} в зависимости от отношения оборотов двигателя представлены на рисунке 8.5.

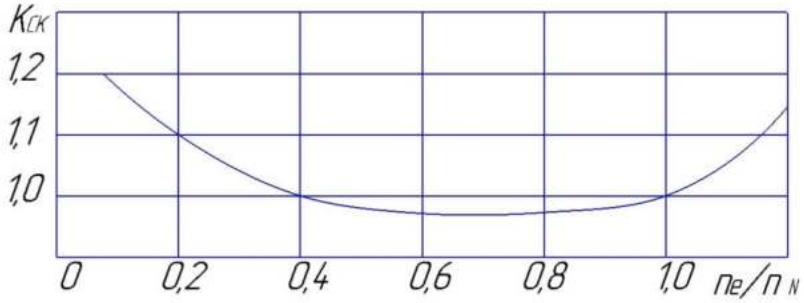


Рисунок 8.5 – Зависимость коэффициента изменения удельного расхода топлива k_{ck} от отношения оборотов двигателя

8.3 Топливная экономичность автопоезда

Работа транспортного средства в составе автопоезда, вследствие увеличения суммарнрой силы сопротивления движению, сопряжена с увеличением общего расхода топлива. Соответственно повышается и путевой расход топлива q_n. Однако транспортный расход топлива, приходящийся на едини-

цу массы перевозимого груза, снижается. Это связано с уменьшением доли массы транспортного средства в общей массе автопоезда. В результате себестоимость перевозок грузов автопоездом меньше, чем себестоимость грузовых перевозок одиночным автомобилем. В сочетании с повышением производительности автопоезда это приводит к значительному экономическому эффекту, что способствует широкому распространению автопоездов. Это объясняет и тот факт, что при проектировании грузовых автомобилей грузоподъёмностью более 5,0 т предпочтение отдаётся седельным тягачам.

Определим расход топлива, затрачиваемый автопоездом на единицу транспортной работы:

$$q_{TP} = \frac{Q \cdot 1000}{m_{ГР} \cdot S_{ГР}}, \tag{8.12}$$

где Q – расход топлива в литрах на перевозку груза массой $m_{ГР}$ на расстояние $S_{ГР}$.

$$Q = \frac{q_{П} \cdot S}{100}. \tag{8.13}$$

Подставив (8.13) в (8.12), получим

$$q_{TP} = \frac{q_{П} \cdot S \cdot 10}{m_{ГР} \cdot S_{ГР}}. \tag{8.14}$$

Отношение $S / S_{ГР}$ в практике экслуатации автотранспортных средств получило название коэффициента использования пробега $\beta_{ГР}$. Тогда

$$q_{ГР} = \frac{q_{П} \cdot 10 \cdot \beta_{ГР}}{m_{ГР}}. \tag{8.15}$$

Подставим в формулу (8.15) значение путевого расхода топлива из формулы (8.10):

$$q_{П} = \frac{g_e}{36000 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \cdot \left(P_{\psi} + P_W\right). \tag{8.16}$$

$$q_{TP} = \frac{g_e \cdot \beta_{ГР}\left(P_{\psi} + P_W\right)}{3.6 \cdot \rho_T \cdot 10^3 \eta_{TP} \cdot m_{ГР}}. \tag{8.17}$$

Для небольших скоростей движения пренебрегаем значением сопротивлением воздуха P_W, тогда

$$q_{TP} = \frac{g_e \cdot \beta_{ГР} \cdot \psi \cdot m_a}{3.6 \cdot \rho_T \cdot 10^3 \eta_{TP} \cdot m_{ГР}}. \tag{8.18}$$

$$m_a = m_o + m_{ГР}, \tag{8.19}$$

где m_o – снаряжённая масса автомобиля.

Тогда $$q_{TP} = \frac{g_e \cdot \beta_{ГР} \cdot \psi}{3.6 \cdot 10^3 \eta_{TP}}\left(\frac{m_0}{m_{ГР}} + 1\right). \tag{8.20}$$

Таким образом, транспортный расход топлива q_{TP} в большой степени зависит от отношения собственного веса автопоезда к весу груза и уменьшается при уменьшении этого отношения.

Собственная масса прицепа и полуприцепа значительно меньше снаряжённой массы автомобиля той же грузоподъемности. Поэтому в случае применения прицепа и полуприцепа коэффициент снаряжённой массы $K_o \approx 0{,}40–0{,}45$, что говорит о существенном увеличении количества перевозимого груза при небольшом увеличении собственной массы автопоезда. Кроме того, степень использования мощности двигателя и КПД трансмиссий у автомобиля, буксирующего прицеп, значительно выше, чем у одиночного автомобиля.

В результате транспортный расход топлива и себестоимость грузовых перевозок автопоездом существенно меньше, чем себестоимость перевозок одиночным транспортным средством.

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое топливная экономичность автомобиля?
2. Какие критерии используются для оценки топливной экономичности транспортных средств?
3. Что понимается под индивидуальной нормой расхода топлива?
4. Что понимается под уравнением расхода топлива?
5. Факторы, влияющие под топливную экономичность наземных транспортных средств.
6. Почему топливная экономичность автопоезда выше топливной экономичности одиночного автомобиля?
7. Что понимается под эксплуатационной нормой расхода топлива?

9 ТОРМОЗНАЯ ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

9.1 Классификация режимов торможения

Торможение – это процесс создания и регулирования искусственных сил сопротивления движению с целью снижения или поддержания скорости движения на требуемом уровне, а также удержания транспортного средства в неподвижном состоянии.

Режимы торможения транспортных средств классифицируют по разным признакам: величине реализуемого замедления, начальной и конечной скорости движения, номенклатуре используемых сил для замедления движения и т.д.

По начальной скорости различают два режима торможения: рабочее и стояночное (рисунок 9.1).

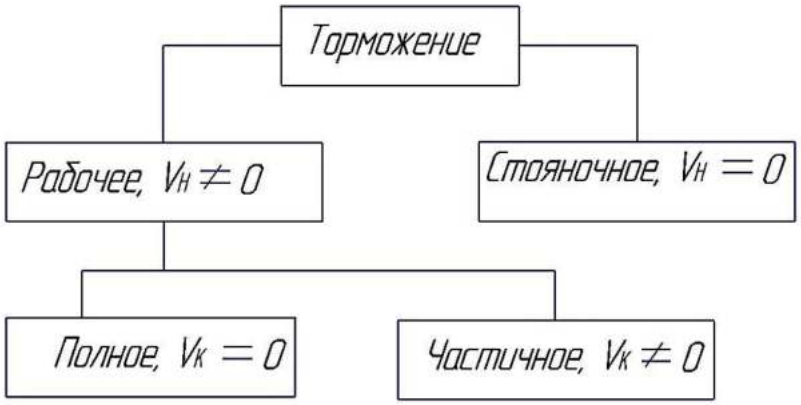


Рисунок 9.1 – Классификация режимов торможения

При этом торможение движущегося автомобиля называют рабочим, а остановленного автомобиля – стояночным.

В свою очередь, рабочие торможения, в зависимости от величины конечной скорости движения, делят на полные и частичные. При полном торможении автомобиль останавливается и конечная скорость $V_k = 0$, а при частичном торможении автомобиль лишь понижает скорость до определённой величины $V_к \neq 0$.

По величине реализуемого замедления рабочие торможения делят на 3 характерных вида: экстренное (аварийное), служебное и длительное непрерывное.

Экстренное торможение – это торможение автомобиля с максимальной интенсивностью, когда реализуемое замедление $j_з \rightarrow j_{зmax}$. Такой режим торможения осуществляется, как правило, только в экстренных случаях. Его целью является сокращение до минимума тормозного пути или резкое снижение скорости движения в аварийных ситуациях. В реальных условиях эксплуатации транспортных средств на долю экстренных торможений приходится обычно не более 2,0–4,0% всех случаев торможения. Максимальное

замедление, реализуемое при экстренном торможении, может достигать 7,0–8,0 м/с^2.

Служебное торможение – умеренное торможение с целью снижения скорости движения транспортного средства до необходимого значения. Интенсивность такого торможения составляет обычно 15–20% от максимального уровня. При служебных торможениях средняя величина замедления $j_з$ находится в пределах от 0,80 до 1,7 м/с^2. Служебное торможение является наиболее характерным режимом торможения автомобилей. На его долю приходится до 97% всех случаев торможений. Напряженность работы тормозной системы в период служебного торможения оценивается количеством торможений на 1 км пробега.

Специфическим режимом является длительное непрерывное торможение, используемое на дорогах горной и холмистой местности при движении автомобиля под уклон. Особенностью данного режима торможения является: малая величина замедления ($j_з \approx 0$), непрерывность и большая длительность процесса торможения. На затяжных уклонах тормозной путь может составлять несколько километров.

9.2 Диаграмма процесса торможения

Тормозная динамика автомобиля оказывает существенное влияние на среднюю скорость движения на маршруте и безопасность дорожного движения. С увеличением численности автомобильного парка, повышением скорости и грузоподъемности подвижного состава вопросы повышения эффективности торможения приобретают особую актуальность.

Основные элементы процесса торможения транспортных средств регламентированы ГОСТ 33997-2016.

При рассмотрении процесса торможения во времени выделяют несколько основных фаз, в течение которых определённым образом изменяется скорость движения автомобиля и величина замедления $j_з$. Наглядное представление о характере изменения скорости движения и замедления при торможении дает даграмма процесса торможения, которая была предложена профессором Н.А. Бухариным.

На рисунке 9.2 представлена тормозная диаграмма простейшего случая торможения (однократное нажатие и отпускание педали), позволяющая выделить наиболее характерные фазы и моменты торможения.

Отличием рассматриваемой диаграммы от диаграммы торможения, регламентированной ГОСТ 33997-2016, является включение в динамику торможения водителя, как отдедьного объекта системы «водитель – автомобиль – дорога».

Пусть в момент времени t_o водитель обнаружил опасность. С этого момента до начала эффективного торможения проходит время T, включающее в себя время на осознание опасности.

Время биологической задержки водителя $t_{рв}$, включающее в себя время на осознание опасности, анализ дорожной ситуации, принятие решения о торможении и перенос ноги на педаль тормоза. Время $t_{рв}$ зависит главным образом от состояния и производственного опыта водителя и находится в пределах от 0,5 до 1,5 с.

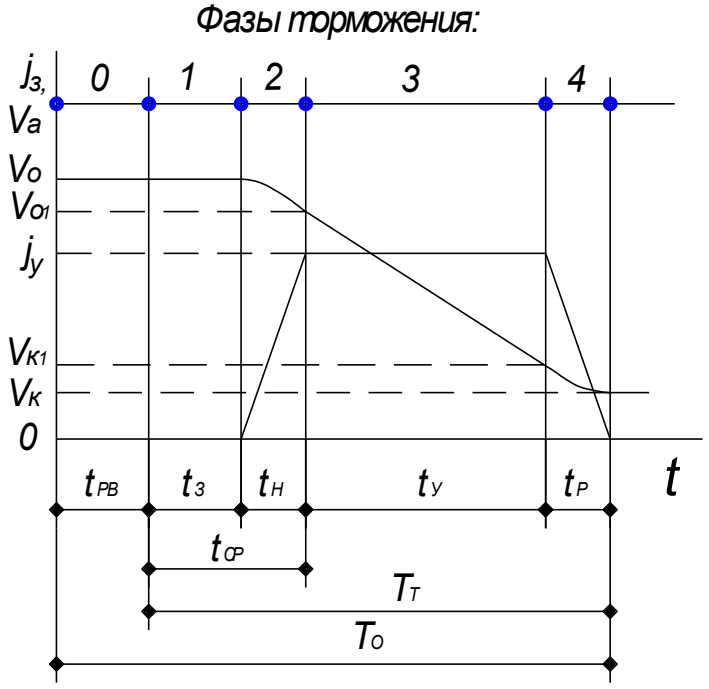


Рисунок 9.2 – Диаграмма процесса торможения

Началом процесса торможения считается момент времени, в который органу управления тормозного привода подаётся сигнал о торможении. Таким сигналом является приложение усилия на педаль тормоза. Однако приложение усилия к педали тормоза не означает мгновенного появления тормозных сил в тормозных механизмах и начало процесса замедления автомобиля. Между моментом касания водителем педали тормоза и началом срабатывания тормозных механизмов проходит определённый промежуток времени $t_з$, называемый временем запаздывания (время срабатывания тормозов). В течение этого времени происходит перемещение всех подвижных деталей тормозного привода, выбор зазоров в элементах тормозного привода и тормозных механизмах.

Время запаздывания $t_з$ зависит от типа и технического состояния тормозного привода и составляет:

0,2–0,4 с – для гидравлического привода;

0,6–0,8 с – для пневматического привода;

1,2–1,4 с – для автопоездов с пневматическим приводом.

Следует отметить, что *время запаздывания* $t_з$ существенно зависит от технического состояния и регулировок тормозного привода и механизмов. Увеличение зазоров между фрикционными парами тормозных механизмов,

попадание воздуха в гидропривод, утечки воздуха из пневмопривода и другие неисправности могут увеличить время запаздывания $t_з$ до 1,5–2,0 с.

Время, в течение которого замедление $\boldsymbol{t_з}$ увеличивается от нуля до оптимального значения, называется *временем нарастания замедления* $t_н$. В среднем время нарастания замедления может составлять от 0,08 до 0,12 с. Однако в реальных условиях эксплуатации величина времени нарастания замедления $t_н$, в зависмости от режима нажатия на педаль, технического состояния тормозной системы и других факторов, может находиться в пределах от 0,1 с до 3,5 с. При экстренном торможении время нарастания замедления $t_н$ снижается с уменьшением массы транспортного средства и коэффициента сцепления колёс с дорогой. Возрастанию $t_н$ способствует также наличие различных неисправностей, а также попадание влаги или масла на фрикционные элементы тормозных механизмов. В фазе нарастания замедления происходит некоторое незначительное снижение скорости от V_0 до V_{01} (рисунок 9.2). Время протекания второй и третьей фаз процесса торможения называется *временем срабатывания тормозной системы* $t_{ср} = t_з + t_н$.

Продолжительность четвёртой фазы торможения, в течение которой величина замедления остается относительно стабильной, называется *временем установившегося замедления* t_y. Время установившегося замедления t_y зависит от начальной $V_н$ и конечной V_k скорости торможения, а также величины установившегося замедления $j_{уст}$. В данной фазе торможения величина замедления остаётся практически неизменной, не считая её колебаний относительно некоторого среднего значения, обусловленных флуктуацией коэффициента сцепления, а скорость движения автомобиля снижается по линейному закону.

Продолжительность последней, пятой фазы торможения называют *временем растормаживания* t_p. В этот период происходит снижение тормозной силы и замедления, а также завершение самого процесса торможения. При этом снижение величины замедления $j_з$ носит линейный характер. За время растормаживания скорость движения автомобиля понижается от V_{k1} до $V_к$. Однако снижение скорости движения по абсолютной величине, как правило, незначительно. Скорость движения автомобиля в момент окончания процесса торможения V_k называется конечной скоростью торможения. Отметим, что под окончанием процесса торможения понимается момент времени, когда исчезают силы искусственного сопротивления движению или происходит остановка автомобиля.

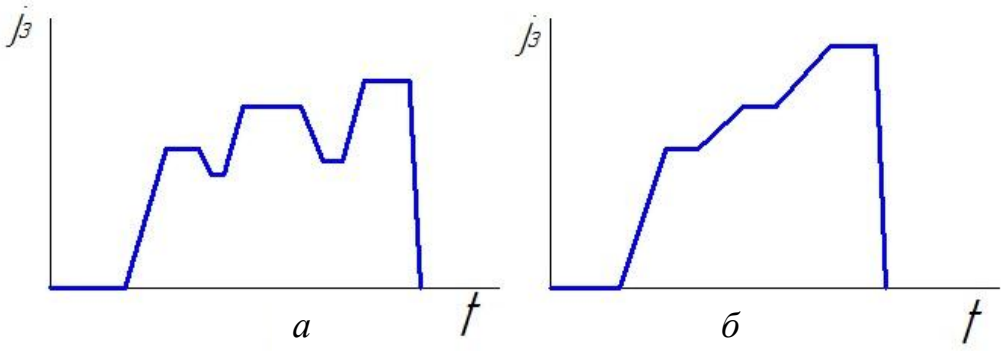
Период времени от начала до конца торможения называется *временем торможения* T_T (рисунок 9.2). Величина времени торможения складывается из времени соответствующих фаз процесса торможения:

$$T_T = t_{ср} + t_y + t_p. \qquad (9.1)$$

Время с момента поступления к водителю сигнала об опасной дорожной ситуации до момента остановки автомобиля называется *остановочным временем* T_o. Остановочное время включает время реакции водителя и время торможения:

$$T_O = T_T + t_{рв}. \tag{9.2}$$

Фазы торможения, рассмотренные выше, имеют место и для других случаев торможения, таких как пульсирующее и ступенчатое торможение (рисунок 9.3). Однако в зависимости от того, каков режим воздействия на педаль тормоза, диаграмма процесса торможения может иметь другой вид.



а – при пульсирующем торможении; *б* – при ступенчатом торможении

Рисунок 9.3 – Тормозная диаграмма транспортного средства

Основное отличие этих диаграмм от простейшей, представленной на рисунке 9.2, состоит в том, что они могут иметь не одну, а несколько фаз нарастания замедления, установившегося замедления и растормаживания.

9.3 Перераспределение нормальных реакций при торможении

Одной из важнейших особенностей процесса торможения является перераспределение реакций на колесах транспортного средства при торможении.

Для неподвижного или равномерно движущегося транспортного средства (при исключении составляющей сопротивления воздуха) реакции на осях распределяются обратно пропорционально их расстоянию от центра масс (рисунок 9.4) и могут быть определены из выражений:

$$R_П = \frac{G_a(L-a)}{L}; \tag{9.3}$$

$$R_З = \frac{G_a \cdot a}{L}, \tag{9.4}$$

где L – продольная база транспортного средства;

a – продольная координата центра масс транспортного средства.

При торможении, вследствие действия силы инерции P_j, передние колеса нагружаются, а задние разгружаются на одну и ту же величину:

$$R_{ПТ} = \frac{G_a(L-a)}{L} + P_j \frac{h_g}{L}; \tag{9.5}$$

$$R_{ЗТ} = \frac{G_a \cdot a}{L} - P_j \frac{h_g}{L}, \tag{9.6}$$

где h_g – вертикальная координата центра масс транспортного средства.

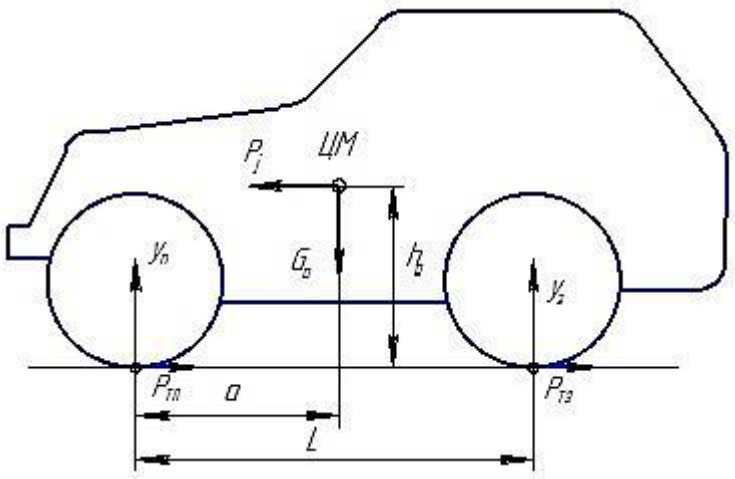


Рисунок 9.4 – Схема к расчету перераспределения нормальных реакций по мостам транспортного средства при торможении

Условие равновесия машины в продольной плоскости при торможении записывается в виде

$$P_j = R_{ПТ} + P_{ЗТ} = G_a \cdot \varphi_{сц}, \tag{9.7}$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колёс с опорным основанием.

Тогда

$$R_{ПТ} = \frac{G_a(L-a)}{L} + \frac{G_a \cdot \varphi_{сц} \cdot h_g}{L}. \tag{9.8}$$

$$R_{ЗТ} = \frac{G_a \cdot a}{L} - \frac{G_a \cdot \varphi_{сц} \cdot h_g}{L}. \tag{9.9}$$

$$R_{ПТ} = \frac{G_a(L-a)}{L}\left(1 + \frac{\varphi_{сц} \cdot h_g}{L-a}\right). \tag{9.10}$$

$$R_{ЗТ} = \frac{G_a \cdot a}{L}\left(1 - \frac{\varphi_{сц} \cdot h_g}{a}\right). \tag{9.11}$$

$$K_g = \left(1 + \frac{\varphi_{сц} \cdot h_g}{L-a}\right); \tag{9.12}$$

$$K_p = \left(1 - \frac{\varphi_{сц} \cdot h_g}{a}\right), \tag{9.13}$$

где K_g – коэффициент догрузки передних колес;

K_p – коэффициент разгрузки задних колес.

С учётом формул (9.12) и (9.13) можно записать:

$$R_{ПТ} = R_{П \cdot СТ} \cdot K_g; \tag{9.14}$$

$$R_{ЗТ} = R_{З \cdot СТ} \cdot K_p. \tag{9.15}$$

Таким образом, соотношение тормозных моментов передних и задних колес при торможении должно быть пропорционально соотношению нормальных реакций на колёса:

$$\frac{M_{ПТ}}{M_{ЗТ}} = \frac{R_{ПТ}}{R_{ЗТ}}. \tag{9.16}$$

Распределение тормозных сил между мостами колёсной машины влияет на полноту использования её тормозных свойств. Полное использование сцепного веса транспортной машины при торможении возможно только в том случае, если тормозная сила в процессе торможения будет приводиться в соответствие с изменением нормальных реакций дороги на колеса. С этой целью на автомобилях устанавливают регуляторы тормозных сил (РТС), которые изменяют соответствующим образом давление рабочего реагента в линиях привода тормозных механизмов передних и задних колес. Регулирование тормозных сил для грузовых и легковых автомобилей осуществляют из разных предпосылок. Передние колеса легковых автомобилей должны первыми достигать блокировки при значении коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ = 0,15–0,17, а грузовых – при $\varphi_{сц}$ = 0,15–0,30. Это позволяет повысить тормозные свойства грузовых и легковых автомобилей. Достижение первичной блокировки передних колёс достигается применением различных типов тормозных механизмов на передних и задних колесах (автомобили семейства УАЗ) или применением регуляторов тормозных сил (РТС). Так, для автомобилей УАЗ установка на передние колеса барабанных тормозных механизмов с максимальным самоусилением позволяет повысить тормозную нагрузку переднего моста при одинаковых параметрах тормозного привода.

Субъективная оценка динамики процесса торможения и недостаточная реакция водителя на быстро изменяющиеся ситуации в подавляющем большинстве случаев не позволяют избежать отмеченных выше негативных явлений и более эффективно использовать тормозные возможности транспортных машин. Поэтому в настоящее время на основе микропроцессоров и мини-ЭВМ создают устройства, автоматически управляющие работой тормозных систем. Такие устройства обеспечивают оптимизацию тормозных сил применительно к конкретным условиям торможения, предотвращают блокировку колес и занос транспортной машины при торможении. Эта задача успешно решается в результате введения в конструкцию транспортных машин антиблокировочной тормозной системы (АБС).

9.4 Основные показатели процесса торможения

Для оценки эффективности торможения транспортных машин используют следующие показатели: тормозной путь S_m, установившееся замедление j_a, время торможения t.

Время торможения t, как показатель эффективности работы тормозной системы, в нашей стране практически не используется.

Тормозной путь S_m принимается основным, а иногда и единственным критерием оценки эффективности торможения более чем в половине основных регламентов мировой автомобильной промышленности.

Примерно в 40% мировых регламентов используют установившееся замедление, отражающее первопричину торможения автомобиля – тормозную силу.

Основным типом торможения транспортно-технологических средств является торможение сцеплением с дорогой, задачей которого является поглощение кинетической энергии, накопленной машиной к моменту торможения. При этом изменение кинетической энергии E_M равно работе на преодоление всех сил сопротивления движению на участке торможения.

Уравнение движения транспортной машины в режиме торможения в энергетической форме может быть записано в виде

$$\frac{G_a \cdot (V_н^2 - V_k^2) \cdot \delta_{вр}}{2g} = P_c \cdot S_T, \tag{9.17}$$

где $V_н, V_k$ – начальная и конечная скорость машины при торможении;

$\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс;

P_c – суммарная тормозная сила на участке торможения.

Для транспортного средства

$$P_c = P_W + P_\psi + P_\varphi. \tag{9.18}$$

При торможении скорость движения машины быстро гасится, поэтому сопротивлением воздуха P_W в уравнении (9.18) пренебрегают.

Тогда для торможения автомобиля от начальной скорости $V_н$ до конечной скорости $V_к$ можно записать:

$$\delta_{вр} \frac{G_a \left(V_н^2 - V_к^2\right)}{2g} = \left(\psi \cdot G_a + \varphi_{сц} \cdot G_a\right) S_T. \tag{9.19}$$

Из формулы (9.19) определим тормозной путь:

$$S_T = \frac{\delta_{вр} \left(V_н^2 - V_к^2\right)}{2g\left(\psi + \varphi_{сц}\right)}. \tag{9.20}$$

Таким образом, тормозной путь пропорционален разности квадратов начальной $V_н$ и конечной V_k скоростей при торможении и обратно пропорционален коэффициенту сцепления $\varphi_{сц}$.

При торможении до полной остановки с отключенным двигателем коэффициентом учёта вращающихся масс можно пренебречь ($\delta_{вр} \approx 1{,}0$). Тогда можно записать:

$$S_T = \frac{V_н^2}{2g\left(\psi + \varphi_{сц}\right)}. \tag{9.21}$$

На горизонтальном участке дороги коэффициент сопротивления дороги $\psi << \varphi_{сц}$. Поэтому для горизонтальных участков дороги можно записать:

$$S_T = \frac{V_н^2}{2g \cdot \varphi_{сц}}. \tag{9.22}$$

Для расчетов замедления $j_з$ используют дифференциальное уравнение движения машины при торможении:

$$m_a \frac{dV}{dt} \delta_{вр} = P_c. \tag{9.23}$$

$$m_a \cdot \delta_{вр} \cdot j_з = P_C = g \cdot m_a \cdot \psi + g \cdot m_a \cdot \varphi_{сц} \tag{9.24}$$

Из уравнения (9.24) получим

$$j_з = \frac{g\left(\psi + \varphi_{сц}\right)}{\delta_{вр}}. \tag{9.25}$$

Таким образом, замедление транспортного средства зависит от реализуемого коэффициента сцпления. На твердых сухих дорогах максимальное замедление $j_{зmax}$ на горизонтальных участках может достигать 6,0–8,0 м/с^2. Дождь, грязь, гололедица, снег и другие факторы, отрицательно влияющие на сцепление колёс с дорогой, резко снижают интенсивность торможения. Экстренное торможение с замедлением, близким по значению к ускорению свободного падения g, вызывает неприятное физиологическое ощущение. Поэтому экстренное торможение должно применяться лишь в аварийных ситуациях.

ГОСТ 33997-2016 регламентирует следующие значения замедления j_m при торможении рабочей тормозной системой:

– 7,0 м/с^2 для легковых автомобилей при начальной скорости торможения 80 км/ч;

– 5,5 м/с^2 для грузовых автомобилей и автопоездов при начальной скорости торможения 40 км/ч.

Аварийное торможение встречается редко и не превышает 10% от общего числа торможений. Служебное торможение происходит со значительно меньшей интенсивностью, не превышающей 1,5–2,0 м/с^2.

9.5 Торможение автомобиля двигателем

При эксплуатации автомобиля регулирование скорости движения часто осуществляется изменением положения педали подачи топлива. В простейшем виде сброс педали подачи топлива уже является торможением, так как двигатель переходит на компрессорный режим. Для повышения интенсивности такого торможения необходимо, сбросив обороты двигателя, выключить пониженную передачу и перекрыть выхлопную трубу, увеличив противодавление отработавшим газам.

Для анализа факторов, влияющих на динамику торможения двигателем, используют так называемую тормозную характеристику двигателя, представляющую зависимость тормозного момента $M_{m\partial}$ от угловой скорости ω_∂ (рисунок 9.5).

С достаточной для практики точностью представленную характеристику можно апроксимировать линейной зависимостью.

Для примера рассмотрим случай изменения скорости движения автомобиля при торможении от скорости V_1 до скорости V_2, что соответствует снижению угловой скорости коленчатого вала двигателя от ω_1 до ω_2.

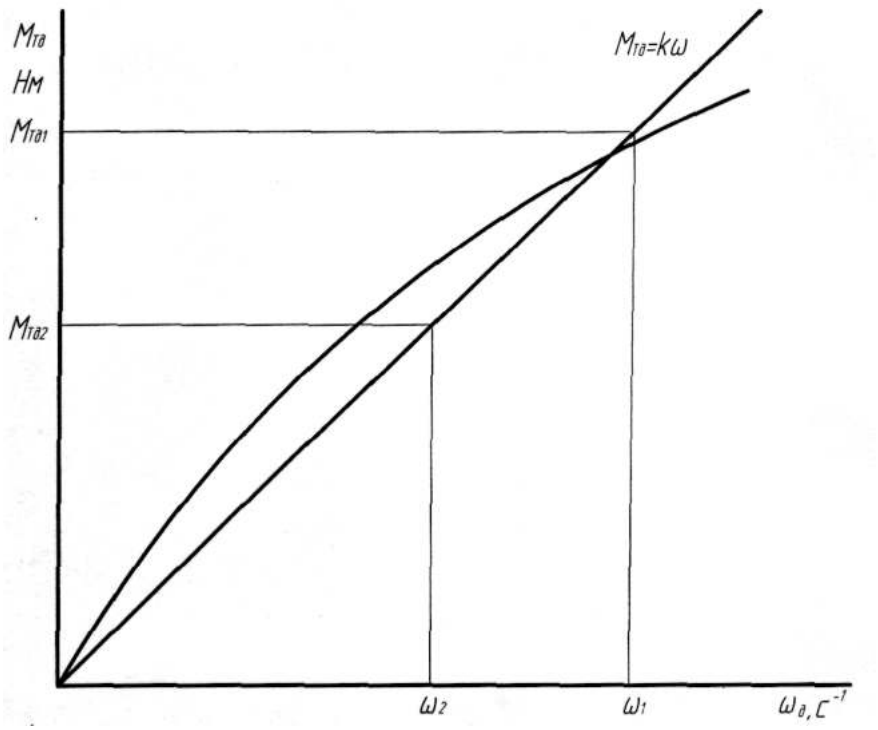


Рисунок 9.5 – Тормозная характеристика двигателя

Среднее значение тормозного момента двигателя за период торможения будет равно:

$$M_{m\partial} = \frac{k(\omega_1 + \omega_2)}{2} = \frac{M_{m\partial 1} + M_{m\partial 2}}{2}, \qquad (9.26)$$

где k – коэффициент апроксимации уравнения прямой.

Уравнение движения машины в энергетической форме при торможении двигателем можно записать в виде

$$\frac{m_a \cdot (V_1^2 - V_2^2) \cdot \delta_{вр}}{2} = M_m \cdot \varphi_к, \tag{9.27}$$

где M_m – тормозной момент на колесах автомобиля;

φ_k – угол поворота колёс при торможении.

Условный тормозной путь S_m при торможении двигателем

$$S_m = r_k \cdot \varphi_k, \tag{9.28}$$

где S_m – условный тормозной путь;

r_k – радиус качения колеса.

Выразим тормозной момент на колёсах машины через тормозной момент двигателя:

$$M_m = \frac{M_{mд} \cdot u_{тр}}{\eta_{тр}} = \frac{k(\omega_1 + \omega_2)u_{тр}}{2\eta_{тр}}. \tag{9.29}$$

С учетом формул (9.28) и (9.29) уравнение движения можно записать в виде

$$\frac{m_a(V_1^2 - V_2^2)\delta_{вр}}{2} = \frac{k(\omega_1 + \omega_2)u_{тр}}{2\eta_{тр}} \cdot \frac{S_m}{r_K}. \tag{9.30}$$

Угловая скорость коленчатого вала двигателя ω связана зависимостью с поступательной скоростью V автомобиля:

$$\omega_1 = \frac{V_1 \cdot u_{тр}}{r_k}; \qquad \omega_2 = \frac{V_2 \cdot u_{тр}}{r_k}. \tag{9.31}$$

С учетом формул (9.31) уравнение (9.30) можно записать:

$$\frac{m_a(V_1 - V_2)(V_1 + V_2)\delta_{ВР}}{2} = \frac{k \cdot (V_1 + V_2) \cdot u_{тр}^2 \cdot S_m}{2r_k^2}. \tag{9.32}$$

Тогда из формулы (9.32) получим

$$S_m = \frac{(V_1 - V_2)m_a \cdot \delta_{вр} \cdot \eta_{тр} \cdot r_к^2}{k \cdot u_{тр}^2}. \tag{9.33}$$

Интенсивность торможения двигателем оценивается условным тормозным путем, величина которого пропорциональна начальной скорости движения и обратно пропорциональна квадрату передаточного отношения трансмиссии. Интенсивность торможения двигателем выше на пониженных передачах. Чем больше коэффициент крутизны тормозной характеристики двигателя, тем лучше динамика торможения транспортной машины двигателем. Для повышения эффективности торможения двигателем, в конструкции системы выпуска отработавших газов вводят клапаны для дросселирования вы-

пуска газов или другие приспособления, повышающие противодавление отработавших газов.

Торможение двигателем целесообразно применять в тех случаях, когда при движении на затяжных спусках необходимо сохранить или несколько замедлить скорость движения. Двигатель также эффективно используют при кратковременных служебных торможениях при движении в городских условиях. На крутых затяжных спусках двигатель применяют в качестве дополнительной тормозной системы, в результате чего уменьшаются температура нагрева и износ колёсных тормозных механизмов.

Тормозной момент $M_{m\partial}$, создаваемый двигателем, равномерно распределяется дифференциалом между правыми и левыми колесами. Это способствует снижению возможной неравномерности распределения тормозных моментов между колесами и уменьшает вероятность блокировки одного из колес. Это способствует существенному повышению устойчивости машины против заноса при торможении, в особенности на мокрых и скользких дорогах с низким коэффициентом сцепления.

При наличии гидромеханической трансмиссии торможение двигателем не применяется, так как гидротрансформатор способен передавать крутящий момент только в одном направлении – от насоса к турбине (от двигателя к ведущим колесам). Возможно использование гидротрансформатора в качестве тормоза при его оснащении приспособлениями, создающими дополнительные сопротивления потоку рабочей жидкости внутри меридионального сечения рабочей полости.

9.6 Совместное торможение автомобиля тормозной системой и двигателем

Особенностью совместного торможения двигателем и рабочей тормозной системой является создание тормозного момента на колёсах одновременно тормозным механизмом и двигателем. При этом двигатель, включенный в тормозную систему, при торможении создает на ведущих колёсах два противоположно направленных момента: тормозной момент $M^1_{\partial m}$ и ведущий момент M^1_j. Тормозной момент $M^1_{\partial m}$, обусловленный действующими в двигателе силами сопротивления, способствует торможению машины. Ведущий момент M^1_j, создаваемый силами инерции, возникающими в результате снижения скорости движения тормозимых масс двигателя, создаёт движущую силу и препятствует торможению.

В этом случае использование двигателя как тормозной системы может дать положительный эффект при условии

$$M^1_{m\partial} \geq M^1_j. \tag{9.34}$$

Тормозной момент, обусловленный сопротивлением двигателя, можно определить по зависимости

$$M_{\partial m}^{1} = M_{\partial m} u_{mp} / \eta_{mp}, \qquad (9.35)$$

где $M_{\partial m}$ – тормозной момент на коленчатом валу двигателя.

Тормозной момент двигателя $M_{\partial m}$ изменяется в широких пределах, уменьшаясь по мере снижения скорости движения транспортного средства и снижения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Инерционный момент M_j^1, возникающий на ведущих колесах машины,

$$M_j^1 = J_\partial \cdot u_{mp} \cdot \eta_{mp} \cdot (d\omega_\partial / dt), \qquad (9.36)$$

где J_∂ – приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся масс двигателя и ведущих элементов муфты сцепления;

$d\omega_\partial / dt$ – угловое замедление коленчатого вала.

Угловое замедление коленчатого вала двигателя $d\omega_\partial / dt$ и линейное замедление машины j_m связаны зависимостью

$$d\omega_\partial / dt = j_m \cdot u_{mp} / r_к. \qquad (9.37)$$

Из формул (9.36) и (9.37) определим инерционный момент:

$$M_j^1 = J_\partial j_m u_{mp}^2 \eta_{mp} / r_к). \qquad (9.38)$$

С учётом формулы (9.34) условие применимости способа совместного торможения двигателем и рабочей тормозной системой запишем в виде

$$M_{\partial m} u_{mp} / \eta_{mp} \geq J_\partial j_m u_{mp}^2 \eta_{mp} / r_к). \qquad (9.39)$$

Замедление транспортной машины

$$j_m \leq \frac{M_{\partial m} r_к}{J_\partial u_{mp} \eta_{mp}}. \qquad (9.40)$$

Если замедление j_m превышает рассчитанные пределы, то торможение двигателем нецелесообразно и может нанести только вред. Из формулы (9.40) видно, что максимальное значение замедления, при превышении которого двигатель должен быть обязательно отключен, зависит главным образом от тормозного момента двигателя $M_{\partial m}$ и от приведенного момента инерции J_∂ его движущих масс. Чем меньше тормозной момент $M_{\partial m}$ и больше момент инерции двигателя J_∂, тем ниже значение замедления j_m, допустимое при торможении двигателем.

Практика эксплуатации транспортных средств показывает, что совместное торможение наиболее эффективно на дорогах с малым коэффициентом сцепления. При этом помимо повышения эффективности торможения повышается поперечная устойчивость автомобиля. При экстренном торможении муфту сцепления необходимо выключать.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируются режимы торможения?
2. Какие фазы включает диаграмма процесса торможения?
3. Чем обусловлено перераспределение нормальных реакций по мостам мобильного средства при торможении?
4. Какие критерии используют для оценки процесса торможения?
5. Какие факторы оказывают влияние на тормозной путь мобильной машины?
6. Какие способы повышения эффективности процесса торможения вы знаете?
7. Каким критерием оценивается торможение автомобиля двигателем?
8. В каких случаях эффективно совместное торможение автомобиля рабочей тормозной системой и двигателем?

10 УСТОЙЧИВОСТЬ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

10.1 Основные виды устойчивости автомобиля

Под устойчивостью транспортно-технологической машины понимается его способность противостоять скольжению и опрокидыванию, а также сохранять ориентацию в пространстве при воздействии боковых сил. Для подвижного состава автомобильного транспорта эти качества являются одними из основных, так как они обусловливают безопасность движения при высоких скоростях движения.

Устойчивость наземных транспортных средств классифицируют по таким признакам, как:

– изменяемые параметры движения;

– направление действия возмущающих сил;

– физическая природа возмущающих сил.

По изменяемым параметрам движения различают два вида устойчивости: курсовую и траекторную.

Под траекторной устойчивостью понимают способность автомобиля сохранять заданное направление движения своего центра масс. О степени траекторной устойчивости судят по величине отклонения вектора скорости центра масс от заданного направления движения (величина траекторного отклонения). При равных условиях движения и внешних возмущающих воздействий, чем больше траекторное отклонение, тем ниже траекторная устойчивость.

Под курсовой устойчивостью понимают способность автомобиля сохранять ориентацию своей продольной оси относительно заданного направления движения. О степени курсовой устойчивости судят по величине угла отклонения продольной оси автомобиля α_a от заданного направления движения (величина угла курсового отклонения). Чем больше угол курсового отклонения, тем ниже курсовая устойчивость автомобиля.

По направлению действия возмущающих сил, действующих на автомобиль, различают поперечную (боковую) и продольную устойчивость.

Под поперечной устойчивостью понимается способность автомобиля противостоять скольжению и опрокидыванию под действием боковых сил. Наиболее опасна потеря поперечной устойчивости, которая происходит под действием боковых сил, действующих на автомобиль. Суммарная боковая сила может включать: центробежную силу; поперечную составляющую силы тяжести автомобиля; силу бокового ветра; силу, возникающую в результате боковых ударов колес о неровности дороги.

Для оценки устойчивости транспортно-технологической машины используются значения параметров её состояния, при которых машина оказывается в критическом положении, т.е. в таком положении, когда теряется её устойчивость.

Признаками потери устойчивости транспортной машины служат:

а) траекторной – отклонение вектора скорости движения центра тяжести машины от заданного направления движения;

б) курсовой – отклонение продольной оси транспортного средства относительно заданного направления движения;

в) поперечной – боковое скольжение колес переднего и (или) заднего моста транспортной машины, либо отрыв левых или правых колес от полотна дороги;

г) продольной – отрыв передних или задних колес от опорной поверхности или скольжение транспортного средства в продольной плоскости.

Показателями поперечной устойчивости транспортно-технологической машины являются максимально возможные скорости движения V_{kp} по окружности и углы β поперечного уклона дороги. Оба показателя могут быть определены из условий поперечного скольжения колес (заноса) и опрокидывания.

Таким образом, для оценки поперечной устойчивости транспортно-технологического средства используют четыре показателя:

$\beta_з$ – максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу поперечного скольжения колес;

$\beta_о$ – максимальный (критический) угол косогора, соответствующий началу опрокидывания;

$V_з$ – максимальная (критическая) скорость движения транспортного средства по окружности, соответствующая началу его скольжения;

$V_о$ – максимальная (критическая) скорость движения транспортного средства по окружности, соответствующая началу его опрокидывания.

10.2 Определение предельного статического угла поперечного уклона по опрокидыванию и сползанию

Предельным статическим углом поперечного уклона называется угол, на котором транспортное средство может стоять, не опрокидываясь и не сползая.

Рассмотрим силы, действующие на транспортное средство, расположенное на косогоре (рисунок 10.1).

Предельный статический угол по опрокидыванию определим из условия, что смещение центра масс продольной оси равно нулю.

Условие начала опрокидывания можно записать в виде

$$y_л = 0, \qquad (10.1)$$

где $y_л$ – нормальная реакция на колёса левого борта со стороны опорного основания.

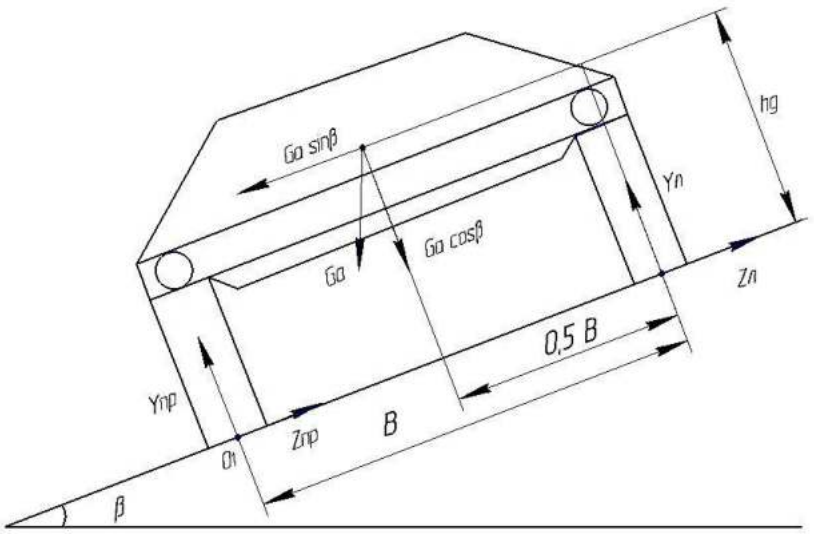


Рисунок 10.1 – Схема к расчёту показателей поперечной устойчивости

Уравнение моментов относительно возможной оси опрокидывания (т. O_1) запишется в виде

$$G_a \cdot sin\,\beta \cdot h_g - G_a \cdot cos\,\beta \cdot 0{,}5B = 0, \qquad (10.2)$$

где B – ширина колеи автомобиля;

h_g – вертикальная координата центра масс.

Из формулы (10.2) получим

$$tg\beta = \frac{0.5 \cdot B}{h_g}. \qquad (10.3)$$

Таким образом, предельный статический угол поперечного уклона по опрокидыванию прямо пропорционален колее транспортного средства и обратно пропорционален высоте центра масс.

При перевозке легковесных сельскохозяйственных грузов, которые укладываются значительно выше бортов платформы транспортного средства и увеличивают высоту расположения центра масс, поперечная устойчивость значительно снижается.

Для автомобилей отношение $B/2h_g$ получило название коэффициента поперечной устойчивости. Значение коэффициента поперечной устойчивости зависит от типа транспортного средства и составляет:

– для грузовых автомобилей 0,55–0,80;

– для автобусов 0,50–0,60;

– для легковых автомобилей 0,90–1,20.

При выводе формулы (10.3) было принято, что центр тяжести при наклоне транспортного средства не меняет своего положения. Однако на косогоре, из-за перетекания технологических жидкостей, центр тяжести несколько смещается в сторону опрокидывания. Это приводит к разному прогибу шин колес правого и левого бортов. В совокупности оба фактора сни-

жают предельные статические углы в сравнении с расчётными на 6–10°. Значения предельных статистических углов $\beta_{кр}$ зависят от типа транспортного средства и составляют:

– 40–50° для легковых автомобилей;

– 30–35° для грузовых автомобилей;

– 25–30° для автобусов.

Статический угол поперечного уклона β_c, на котором возможно сползание автомобиля, определим из выражения

$$G_a \cdot \sin\beta_c = Z_n + Z_л = \varphi\left(Yn + Y_л\right) = \varphi \cdot G_a \cdot \cos\beta_c, \qquad (10.4)$$

откуда $tg\beta_c = \varphi_{сц}$,

где φ – коэффициент сцепления колес с опорным основанием в поперечной плоскости.

10.3 Продольная устойчивость автомобиля

В отличие от поперечной, критерии оценки продольной устойчивости наземных транспортно-технологических средств различны. Для автомобилей с низко расположенным центром тяжести и тормозными механизмами, расположенными на всех колёсах, опрокидывание в продольной плоскости маловероятно. Поэтому продольная устойчивость автомобиля оценивается углом подъёма, который может преодолеть автомобиль без буксования ведущих колес, вызывающего сползание.

Для тракторов с высоким расположением центра тяжести возможно опрокидывание в продольной плоскости. Поэтому продольную устойчивость тракторов оценивают предельными углами подъёма и уклона, на которых трактор может стоять, не опрокидываясь и не сползая.

Определим максимальный угол подъёма α, который при равномерном движении может преодолеть автомобиль без буксования ведущих колес.

Примем, что силы сопротивления качению P_f и воздуха P_w малы, и мы ими пренебрегаем (рисунок 10.2).

Из условия равновесия автомобиля тягача имеем:

$$R_{Z2} = \left[\left(G_a \cdot h_д + G_{np} \cdot h_{np}\right)\sin\alpha + G_a \cdot \cos L\right]; \qquad (10.5)$$

$$R_{x2} = \left(G_a + G_{np}\right) \cdot \sin\alpha, \qquad (10.6)$$

где G_{np}, h_{np} – соответственно вес и вертикальная координата центра тяжести прицепа.

Максимальная величина касательной реакции R_{x2} ограничена сцеплением колёс с дорогой.

$$R_{x2} \le R_{z2} \cdot \varphi. \qquad (10.7)$$

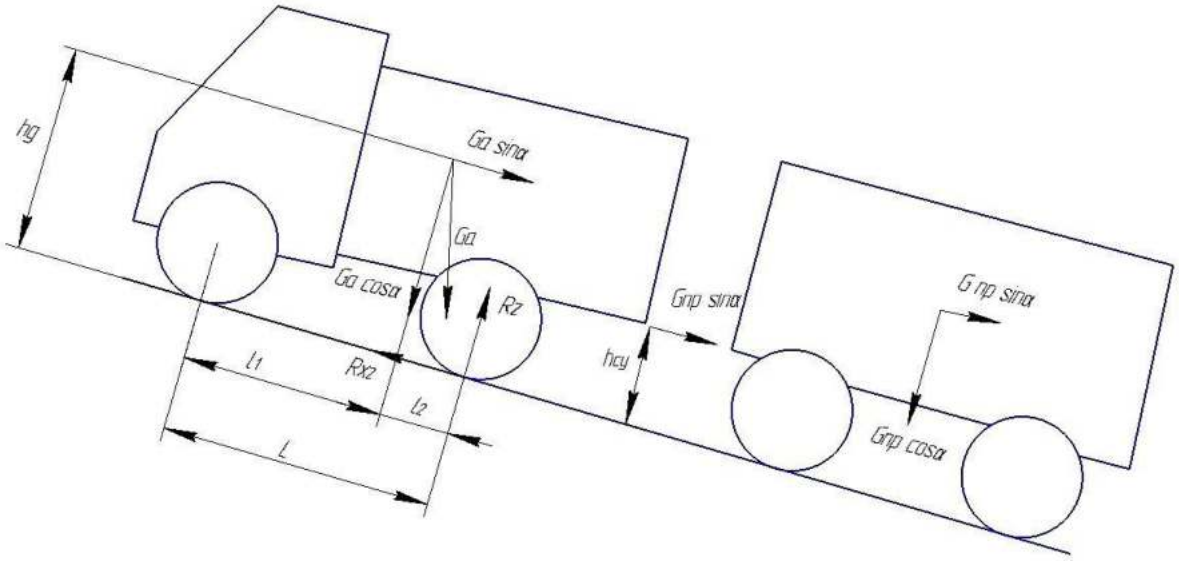


Рисунок 10.2 – Схема к расчёту максимального подъёма, преодолеваемого автомобилем

Подставив в формулу (10.6) значения R_{z2} и R_{x2} из (10.4) и (10.5), получим

$$\left(G_a + G_{np}\right)sin\,\alpha \le \frac{\left[\left(G_a \cdot h_\partial + G_{np} \cdot h_{np}\right)sin\,\alpha + G_a \cdot cos\,\alpha \cdot l_1\right]\varphi}{L}. \qquad (10.8)$$

Уравнение (10.8) разделим на $cos\,\alpha$:

$$\left(G_a + G_{np}\right)tg\,\alpha \cdot L - \left(G_a \cdot h_\partial + G_{np} \cdot h_{np}\right)tg\,\alpha \cdot \varphi = G_a \cdot l_1 \cdot \varphi. \qquad (10.9)$$

$$tg\,\alpha\left[\left(G_a + G_{np}\right)L - \left(G_a \cdot h_\partial + G_{np} \cdot h_{np}\right)\varphi\right] = G_a \cdot l_1 \cdot \varphi. \qquad (10.10)$$

$$tg\,\alpha\left[G_a\left(L - h_\partial \cdot \varphi\right) + G_{np}\left(L - h_{np} \cdot \varphi\right)\right] = G_a \cdot l_1 \cdot \varphi. \qquad (10.11)$$

Из формул (10.11) получим

$$tg\,\alpha = \frac{G_a \cdot l_1 \cdot \varphi}{G_a\left(L - h_\partial \cdot \varphi\right) + G_{np}\left(L - h_{np} \cdot \varphi\right)}. \qquad (10.12)$$

Для одиночного автомобиля масса прицепа отсутствует и $G_{np} = 0$.

Тогда окончательно будем иметь

$$tg\,\alpha = \frac{G_a \cdot l_1 \cdot \varphi}{G_a\left(L - h_\partial \cdot \varphi\right)}. \qquad (10.13)$$

Таким образом, угол подъёма в большой степени зависит от коэффициента сцепления колёс с опорным основанием. Для автопоездов с коэфициентом сцепления $\varphi = 0{,}3$ предельный угол по сползанию α = 4–6°, для одиночных автомобилей с кинематической схемой 4×2 α = 10–15°.

Полноприводной автомобиль со всеми ведущими колесами может преодолеть подъёмы без потери продольной устойчивости до 17°–19° даже на мокрых и скользких дорогах с коэффициентом сцепления φ = 0,30–0,35.

10.4 Продольная устойчивость трактора

10.4.1 Определение предельного статического угла подъёма по опрокидыванию и сползанию

Рассмотрим схему внешних сил и моментов, действующих на колесный трактор, расположенный на подъёме (рисунок 10.3).

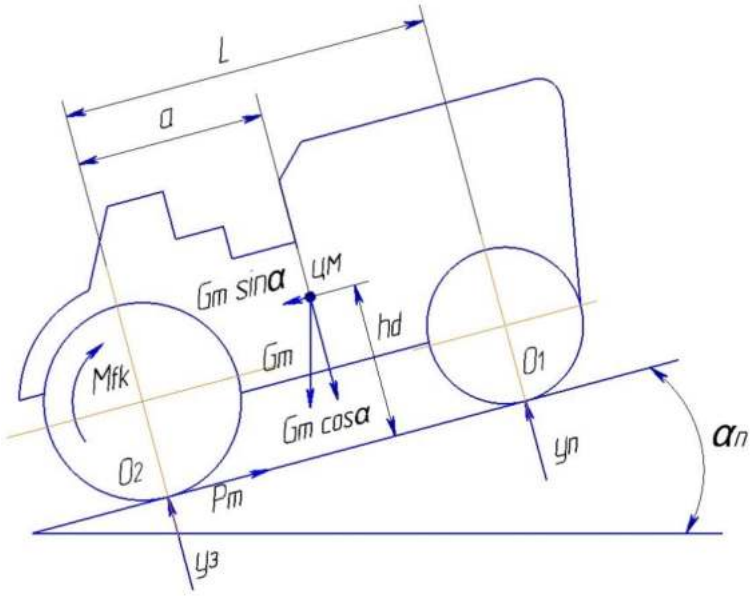


Рисунок 10.3 – Схема внешних сил, действующих на трактор, расположенный на подъёме

Опрокидывание наступает, когда передние колеса трактора полностью разгружаются и действующая на них нормальная реакция дороги $y_n = 0$. В этом случае вся весовая нагрузка воспринимается задними колесами, поэтому на них действует нормальная реакция дороги $Y_з = G_m \cdot cos\,\alpha$.

Под влиянием гравитационной составляющей силы веса $G_m \cdot sin\,\alpha$ трактор стремится скатиться вниз. Для предотвращения этого к его задним колесам приложена тормозная сила P_m. Скатыванию трактора также препятствует момент сопротивления качению задних колес M_{fk}. В сравнении с гравитационной составляющей силы веса его влияние не велико, поэтому им можно пренебречь.

Условие равновесия трактора относительно возможной оси опрокидывания O_2 можно записать в виде

$$G_m \cdot sin\,\alpha_n \cdot h_d - G_m \cdot cos\,\alpha_n \cdot a = 0, \qquad (10.14)$$

где a, h_d – соответственно продольная и вертикальная координаты центра тяжести трактора.

Из формулы (10.14) определим предельный угол подъёма α_n по опрокидыванию:

$$tg\alpha_n = \frac{a}{h_d}. \qquad (10.15)$$

Продольная устойчивость при стоянке на подъёме может быть нарушена не только путём опрокидывания, но и в результате сползания трактора, когда максимально возможная в данных условиях тормозная сила P_{mmax} недостаточна для удержания машины на наклонной поверхности.

Определим наибольший угол подъема α_φ, на котором трактор может стоять, не сползая. При этом возможны два случая: тормоза установлены только на задних колёсах и тормоза установлены на колёсах передней и задней оси.

В том случае, если тормоза установлены только на задних колёсах, условие начала сползания можно записать в виде

$$G_m \cdot sin\,\alpha_\varphi = P_{m\,max} = У_з \cdot \varphi_{сц}, \qquad (10.16)$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления колёс с опорным основанием;

$У_з$ – нормальная реакция на задние колёса со стороны опорного основания.

Нормальную реакцию на задние колёса определим из условия равновесия системы относительно т. O_1.

$$У_з = \frac{G_m \cdot cos\,\alpha_\varphi (L - a) + G_m \cdot sin\,\alpha_\varphi \cdot h_d}{L}. \qquad (10.17)$$

Подставив значение $У_з$ из формулы (10.17) в формулу (10.16), получим

$$G_m \cdot sin\,\alpha_\varphi = \varphi_{сц}\,\frac{G_m \cdot cos\,\alpha_\varphi (L - a) + G_m \cdot sin\,\alpha_\varphi \cdot h_d}{L}. \qquad (10.18)$$

Решая относительно предельного статического угла по сползанию, получим

$$sin\,\alpha_\varphi (L - \varphi_{сц} \cdot h_d) = \varphi_{сц} \cdot cos\,\alpha_\varphi \cdot (L - a). \qquad (10.19)$$

После несложных преобразований получим выражение для расчёта предельного статического угла по сползанию:

$$tg\alpha_\varphi = \varphi_{сц} \cdot \frac{(L - a)}{L - h_d \cdot \varphi_{сц}}. \qquad (10.20)$$

Таким образом, предельный угол по сползанию α_φ при установке тормозов только на задних колёсах зависит от базы трактора, коэффициента сцепления и вертикальной координаты центра масс.

В том случае, когда тормоза установлены на колёсах обоих мостов, условие начала сползания можно записать в виде

$$G_m \cdot sin\,\alpha_\varphi = P_{m\,max} = \varphi_{сц} \cdot G_m \cdot cos\,\alpha_\varphi, \qquad (10.21)$$

откуда

$$tg\alpha_\varphi = \varphi_{сц}. \qquad (10.22)$$

10.4.2 Определение предельного статического угла уклона

по опрокидыванию и сползанию

Введем аналогичное понятие о предельном статическом угле наклона α_y. При стоянке на предельном статическом угле уклона полностью разгружаются задние колеса ($Y_з = 0$) и моментом сопротивления качению задних колёс $M_{fз}$ можно пренебречь.

От скатывания вниз трактор удерживается тормозной силой P_m, приложенной к его передним нагруженным колесам (рисунок 10.4).

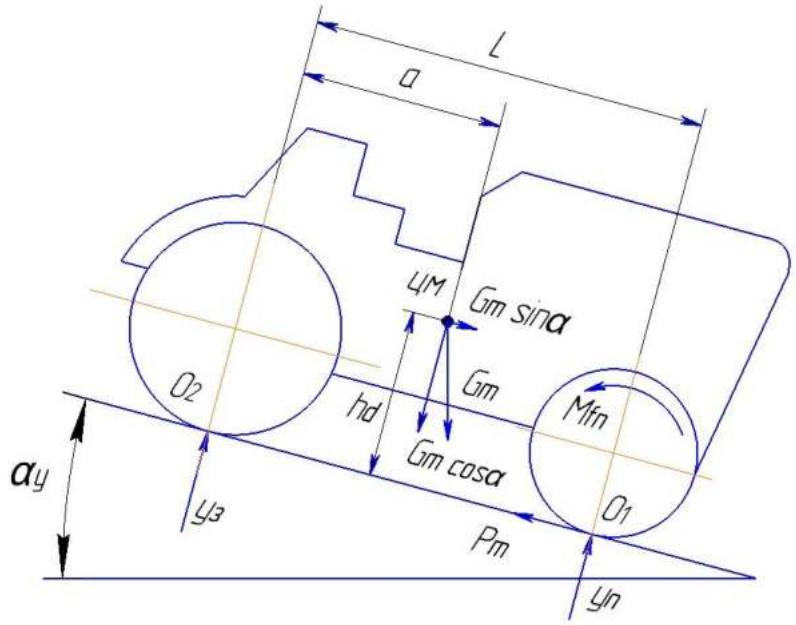


Рисунок 10.4 – Схема внешних сил, действующих на трактор, расположенный на уклоне

Уравнение равновесия трактора относительно возможной оси опрокидывания O_1 имеет вид

$$G_m \cdot \cos\alpha_y \cdot (L - a) - G_m \cdot \sin\alpha_y \cdot h_d = 0, \qquad (10.23)$$

откуда предельный статический угол уклона по сползанию

$$tg\,\alpha_y = \frac{L - a}{h_d}. \qquad (10.24)$$

Для трактора с навесными машинами в указанных выше формулах координаты «a»и «h_d» необходимо заменить координатами «$a_{агр}$» и «$h_{агр}$» центра тяжести навесного машинно-тракторного агрегата.

Для универсальных тракторов и грузовых автомобилей $\alpha_n = 35–40^0$, $\alpha_y = 60^0$. Для самоходных шасси α_n = 20–25^0, $\alpha_y \approx 60^o$.

Наибольший угол уклона $\alpha_{y\varphi}$, на котором заторможенный трактор может стоять не сползая, определим из уравнений равновесия.

Если тормоза установлены только на задних колесах, то указанный угол ограничивается условием

$$G_m \cdot \sin\alpha_{y\varphi} = P_{m\,max} = \varphi_{сц} \cdot У_з . \qquad (10.25)$$

Реакцию на задних колесах определим из условия равновесия системы относительно точки O_1.

$$У_з = \frac{G_m \cdot \cos\alpha_{y\varphi}(L-a) - G_m \cdot \sin\alpha_{уз} \cdot h_d}{L} . \qquad (10.26)$$

После несложных преобразований получим

$$tg\alpha_{y\varphi} = \frac{\varphi_{сц}(L-a)}{L + \varphi_{сц} \cdot h_d} . \qquad (10.27)$$

Таким образом, из формул (10.20) и (10.27) видно, что предельный угол уклона, на котором можно удержать трактор при наличии тормозов только на задних колесах $\alpha_{y\varphi}$, значительно меньше угла подъема $\alpha_{y\varphi}$, на котором трактор может стоять не сползая. На уклоне с предельным статическим углом опрокидывания α_y торможение трактора совершенно прекращается, поскольку реакция на задних колёсах $У_з = 0$. В связи с этим проверка продольной устойчивости при стоянке на уклоне должна ограничиваться определением угла $\alpha_{y\varphi}$. Если тормоза установлены на всех колесах транспортно-технологической машины, то максимальная тормозная сила на подъеме и уклоне имеет одно и то же значение $P_{mmax} = \varphi_{сц} \cdot G_m \cdot cos\alpha$. В этом случае условия сползания на подъеме и уклоне одинаковы и можно записать

$$tg\alpha_{n\varphi} = tg\alpha_{y\varphi} = \varphi_{сц} . \qquad (10.28)$$

10.5 Критерий устойчивости транспортно-технологического средства на склонах. Критический угол подъёма по управляемости

При движении транспортно-технологической машины на уклоне или подъёме его продольная устойчивость снижается под действием момента сопротивления качению, тяговой нагрузки или веса транспортируемой машины. В этом случае опрокидыванию машины предшествует нарушение управляемости вследствие разгрузки передних колес. Это препятствует движению машин на подъёмах, опасных с точки зрения опрокидывания.

Для оценки устойчивости транспортно-технологических машин на подъёмах служит коэффициент запаса продольной устойчивости

$$\chi = \frac{У_n}{У_{n.cm}} \cdot 100 , \qquad (10.29)$$

где $У_{n.cm}$, $У_n$ – соответственно нормальная реакция на колеса со стороны дороги на горизонтальной поверхности и на подъёме.

Предельный угол подъёма, на котором запас продольной устойчивости снижается до допустимого минимального значения $\chi_{доп.min}$, называется критическим углом подъёма трактора по управляемости $\alpha_{к.упр}$.

Для колёсных тракторов, у которых $tg\alpha_n \geq 0{,}8$, можно принимать $\chi_{доп.min} = 0{,}4–0{,}6$.

Для колёсных тракторов, у которых $tg\alpha_n \leq 0{,}8$, нормальная реакция дороги на его передние колеса Y_n должна быть не ниже (0,15–0,2) G_m, а запас продольной устойчивости $\chi_{доп.min} = 0{,}5–0{,}7$.

Критические углы подъёма по управляемости $\alpha_{к.упр}$ следует находить для конкретных агрегатов и заданных условий работы. Их определяют методом последовательного подсчета реакции Y_n при различных значениях углов подъёма.

Чем меньше для тракторов угол α_n и хуже условия сцепления передних колес с дорогой, тем больше должен быть требуемый минимальный запас продольной устойчивости. Значение этого запаса следует также повысить, если на трактор при его движении действуют отклоняющие моменты, стремящиеся нарушить его курсовую устойчивость.

10.6 Инерционные силы, действующие на транспортное средство при криволинейном движении

Если пренебречь боковой деформацией шин, поворот транспортного средства на горизонтальном участке можно рассматривать как вращение с постоянным радиусом вращения R вокруг центра поворота т.O_1.

При повороте возникает результирующая центробежная сила $P_ц$, приложенная к центру масс транспортной машины, направленная от центра масс по радиусу поворота (рисунок 10.5).

$$P_ц = \frac{G_a}{g}\omega^2 \cdot R_ц, \qquad (10.30)$$

где ω – угловая скорость поворота автомобиля;

$R_ц$ – радиус поворота центра масс автомобиля.

Центробежную силу инерции $P_ц$ разложим на поперечную $P_{цу}$ и продольную составляющие $P_{цх}$.

$$P_{цу} = P_ц \cdot cos\,\alpha = \frac{G_a}{g}\omega^2 \cdot R_ц \cdot cos\,\alpha = \frac{G_a}{g}\omega^2 \cdot R, \qquad (10.31)$$

где R – радиус поворота автомобиля.

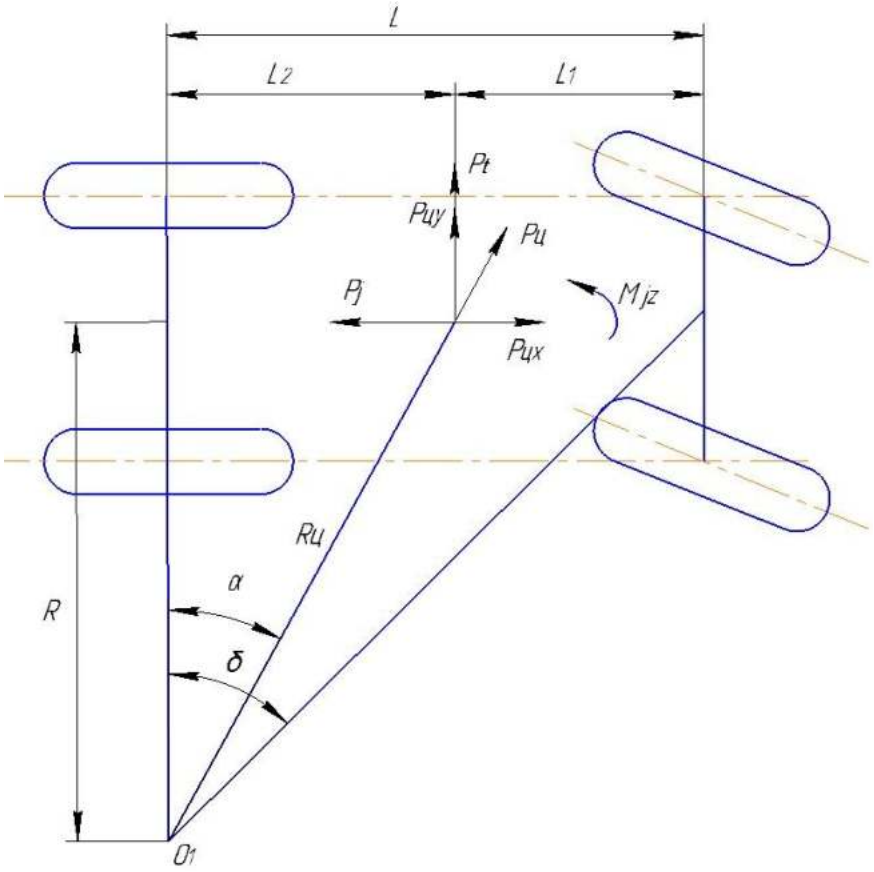


Рисунок 10.5 – Инерционные силы, действующие на автомобиль при криволинейном движении

$$\omega = \frac{V}{R}. \tag{10.32}$$

$$P_{цу} = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{V^2}{R}. \tag{10.33}$$

$$P_{цх} = P_ц \cdot \sin\alpha = \frac{G_a}{g}\omega^2 \cdot R_ц \cdot \sin\alpha = \frac{G_a}{g}\omega^2 \cdot L_2. \tag{10.34}$$

Продольная составляющая силы инерции $P_{цх}$ вызывает перераспределение нормальных реакций между передними и задними мостами. Боковая составляющая центробежной силы инерции $P_{цу}$ стремится опрокинуть автомобиль в боковой плоскости.

Переход от прямолинейного к криволинейному движению с постоянным радиусом поворота сопровождается непрерывным изменением положения центра поворота O_1 и соответственно радиуса поворота центра масс $R_ц$. Происходит ускоренное вращение центра масс автомобиля вокруг точки O_1, вследствие чего возникает тангенциальная сила инерции

$$P_\tau = \frac{G_a}{g} \cdot L_2 \cdot \frac{d\omega}{dt}, \qquad (10.35)$$

где L_2 – расстояние от центра масс до оси заднего моста.

При входе автомобиля в поворот направление действия тангенциальной силы инерции $P\tau$ совпадает с направлением боковой силы $P_{цу}$, а при выходе из поворота она направлена в противоположную сторону. Вследствие этого резкий поворот управляемых колёс приводит к интенсивному росту суммарной боковой силы P_δ и снижению поперечной устойчивости, вплоть до потери управляемости автомобиля. При выходе из поворота тангенциальная сила инерции P_τ направлена в сторону, противоположную действующей центробежной силы инерции $P_{цу}$, способствуя восстановлению устойчивости автомобиля.

Изменение скорости движения сопровождается возникновением силы инерции в продольной плоскости.

$$P_j = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dV}{dt}. \qquad (10.36)$$

С учетом формул (10.33) и (10.35) суммарная инерционная сила P_δ, действующая в поперечной плоскости, будет равна:

$$P_\delta = P_{цу} + P_\tau = \frac{G_a}{g}\left(\frac{V^2}{R} + L_2 \frac{d\omega}{dt}\right). \qquad (10.37)$$

Суммарная инерционная сила, действующая в продольной плоскости,

$$P_{пр} = P_j + P_{цх} = \frac{G_a}{g}\left(\frac{dV}{dt} - \omega^2 \cdot L_2\right). \qquad (10.38)$$

Радиус поворота зависит от базы автомобиля L, угла поворота управляемых колёс Θ и может быть рассчитан по формуле

$$R = \frac{L}{tg\Theta}. \qquad (10.39)$$

С учётом формулы (10.39) получим

$$\omega = \frac{V}{R} = \frac{V}{L} tg\Theta. \qquad (10.40)$$

Продифференцировав выражение (10.40), получим

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tgQ}{L} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{V}{L \cdot cos\,\Theta^2} \cdot \frac{d\Theta}{dt}. \qquad (10.41)$$

Или

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot \frac{1}{R} + \frac{V}{L} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R^2} \cdot \frac{d\Theta}{dt}, \qquad (10.42)$$

где Θ – средний угол поворота управляемых колес;

V – окружная скорость центра задней оси автомобиля.

Тогда

$$P_{np} = \frac{G_a}{g}\left(\frac{dV}{dt} - L_2\frac{V^2}{R^2}\right). \tag{10.43}$$

$$P_{\delta} = \frac{G_a}{g}\left(\frac{V^2}{R} + \frac{dV}{dt}\cdot\frac{L_2}{R} + \frac{L_2 V}{L}\cdot\frac{L^2+R^2}{R^2}\cdot\frac{d\Theta}{dt}\right). \tag{10.44}$$

Таким образом, суммарная инерционная сила P_{δ}, действующая в боковой плоскости, пропорциональна скорости движения автомобиля и скорости изменения угла поворота управляемых колес. При резком изменении положения управляемых колес боковая сила может достичь значений, достаточных для опрокидывания автомобиля.

Инерционный момент всей массы автомобиля M_{jz} при неравномерном криволинейном движении будет равен:

$$M_{jz} = I_{az}\frac{d\omega}{dt} = m_a \cdot \rho_z^2 \frac{d\omega}{dt}, \tag{10.45}$$

где I_{az} – момент инерции автомобиля относительно вертикальной оси Z, проходящей через центр тяжести;

ρ_z – радиус инерции автомобиля относительно оси вертикальной Z.

10.7 Критическая скорость автомобиля на повороте по заносу и опрокидыванию

Критической скоростью по заносу называется максимальная скорость, при которой автомобиль будет двигаться на повороте без бокового скольжения. Схема сил, действующих на автомобиль при движении на повороте, показана на рисунке 10.6.

Условие отсутствия заноса в предположении отсутствия тяговых или тормозных сил на колёсах можно записать в виде

$$\sum Y \le \sum Z \cdot \varphi. \tag{10.46}$$

Сумму боковых реакций $\sum Y$ при движении автомобиля на повороте на вираже с углом поперечного уклона β дороги к горизонту определим из выражения

$$\sum Y = 2Y_л + 2Y_м = P_j \cdot cos\beta - G_a \cdot sin\,\beta. \tag{10.47}$$

Сумму нормальных реакций $\sum Z$ при отсутствии продольного уклона дороги определим из выражения

$$\sum Z = 2Z_м + 2Z_л = G_a \cdot cos\,\beta + P_j \cdot sin\,\beta. \tag{10.48}$$

Условие поперечной устойчивости автомобиля при движении на повороте запишется в виде

$$P_j \cdot cos\,\beta - G_a \cdot sin\,\beta \le \left(G_a \cdot cos\,\beta + P_j \cdot sin\,\beta\right)\cdot\varphi. \tag{10.49}$$

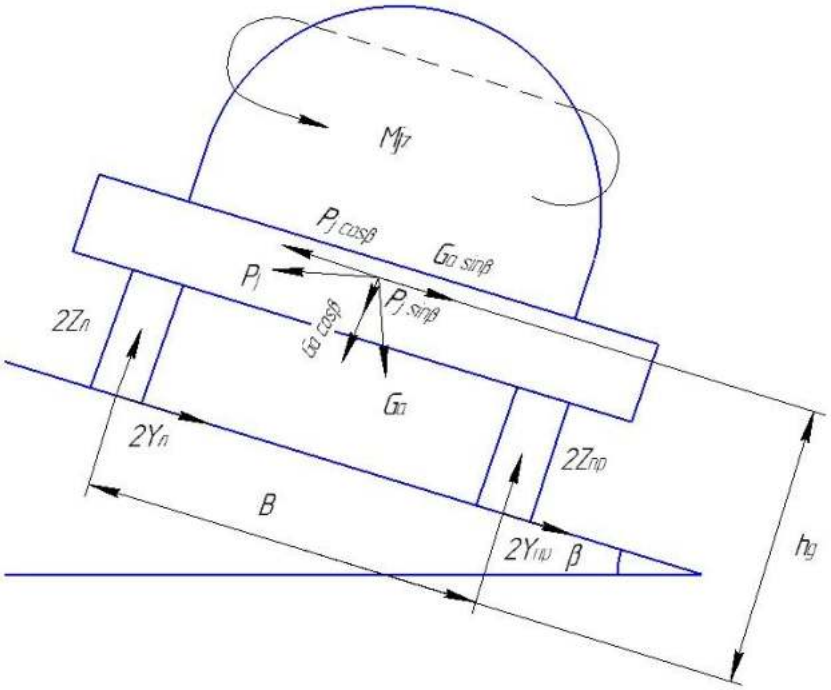


Рисунок 10.6 – Схема сил, действующих на автомобиль на повороте

После преобразования уравнение (10.49) запишем в виде

$$P_j - G_a tg\beta \le G_a \cdot \varphi + P_j \cdot tg\beta \cdot \varphi. \qquad (10.50)$$

Решив уравнение (10.50) относительно угла наклона полотна дороги к горизонту, получим

$$tg\beta \ge \frac{P_j - G_a \cdot \varphi}{P_j \cdot \varphi + G_a}. \qquad (10.51)$$

При равномерном движении на повороте постоянного радиуса R суммарная боковая сила будет равна поперечной составляющей центробежной силы инерции, определяемой по формуле

$$P_j = \frac{G_a \cdot V^2}{gR}. \qquad (10.52)$$

Подставив значение силы инерции P_j в формулу (10.51), получим

$$\frac{\frac{V^2}{R} - g\varphi}{\frac{V^2}{R}\varphi + g} \le tg\beta. \qquad (10.53)$$

Из формулы (10.53) найдём предельно допустимую скорость автомобиля для конкретных значений радиуса поворота R и угла наклона полотна дороги к горизонту β.

$$\frac{V^2}{R} - g\varphi \le \left(\frac{V^2}{R}\varphi + g\right) \cdot tg\beta. \qquad (10.54)$$

$$\frac{V^2}{R}\left(1-\varphi\cdot tg\beta\right)=g\cdot\left(tg\beta+\varphi\right). \qquad (10.55)$$

Откуда

$$V_{кр.с}=\sqrt{\frac{R\cdot g\left(tg\beta+\varphi\right)}{1-\varphi\cdot tg\beta}}. \qquad (10.56)$$

Таким образом, критическую скорость движения автомобиля на повороте при определенных величинах радиуса поворота и коэффициента сцепления можно повысить за счет увеличения угла поперечного уклона дороги β.

При $tg\beta=\frac{1}{\varphi}$ критическая скорость на повороте стремится к бесконечности и движение происходит без заноса при любых значениях радиуса поворота, что используют на автодромах, предназначенных для проведения скоростных испытаний и гонок автомобилей.

При отсутствии виража ($\beta=0$) и при указанных выше допущениях максимальная допустимая скорость определяется из выражения

$$V_{кр}=\sqrt{g\varphi R}. \qquad (10.57)$$

При наклоне опорной поверхности в противоположную сторону поворота составляющая силы веса суммируется с поперечной силой инерции, что резко снижает устойчивость автомобиля на повороте.

Условие отсутствия бокового опрокидывания автомобиля при движении на повороте можно записать в виде

$$G_a\cdot cos\,\beta\frac{B}{2}+P_j\cdot sin\,\beta\cdot\frac{B}{2}+G_a\cdot sin\,\beta\cdot h_g-P_j\cdot cos\,\beta\cdot h_\partial=0. \qquad (10.58)$$

Поделив уравнение (10.58), получим

$$G_a\frac{B}{2}+P_j\frac{B}{2}tg\beta+G_a\cdot tg\beta\cdot h_\partial-P_j\cdot h_\partial=0. \qquad (10.59)$$

$$tg\beta\left(P_j\cdot\frac{B}{2}+G_a\cdot h_g\right)=P_j\cdot h_g-G_a\frac{B}{2}. \qquad (10.60)$$

Угол наклона полотна дороги β, при котором начнется опрокидывание автомобиля, определим из выражения

$$tg\beta=\frac{P_j\cdot h_\partial-G_a\frac{B}{2}}{P_j\frac{B}{2}+G_a\cdot h_\partial}. \qquad (10.61)$$

При постоянных радиусе R и угловой скорости поворота ω сила инерции будет равна:

$$P_j=\frac{G_a}{g}\cdot\frac{V^2}{R}. \qquad (10.62)$$

Подставив значение силы инерции из (10.62) в (10.61),

$$tg\beta = \frac{\frac{G_a \cdot V^2 \cdot h_\partial}{gR} - G_a \frac{B}{2}}{\frac{G_a \cdot V^2 \cdot B}{2gR} + G_a \cdot h_\partial}. \qquad (10.63)$$

После преобразований получим критическую скорость на повороте по опрокидыванию:

$$V^2 = \frac{tg\beta \cdot h_\partial + \frac{B}{2}}{\frac{h_\partial}{gR} - \frac{Btg\beta}{2gR}} = \frac{gR\left(tg\beta \cdot h_\partial + \frac{B}{2}\right)}{h_\partial - \frac{B}{2}tg\beta}. \qquad (10.64)$$

$$V_{кр.оп} = \sqrt{\frac{gR\left(tg\beta \cdot h_\partial + \frac{B}{2}\right)}{h_\partial - \frac{B}{2}tg\beta}}. \qquad (10.65)$$

Таким образом, увеличения критической скорости на повороте по опрокидыванию $V_{кр.оп}$ можно добиться за счёт увеличения угла наклона дороги к горизонту.

В случае $tg\beta = 2h_\partial / B$ скорость будет бесконечно большой при любом радиусе поворота R.

Если поперечный уклон отсутствует, то

$$V_{кр.оп} = \sqrt{\frac{gRB}{2h}}. \qquad (10.66)$$

Для предупреждения опрокидывания необходимо, чтобы скольжение предшествовало опрокидыванию автомобиля.

Отсюда следует, что предельно допустимая скорость на повороте по условию отсутствия заноса $V_{кр.с}$ автомобиля должна быть меньше критической скорости по опрокидыванию $V_{кр.оп}$, т.е.

$$\sqrt{g\varphi \cdot R} < \sqrt{\frac{gRB}{2h}}. \qquad (10.67)$$

В этом случае требование безопасности движения автомобиля принимает вид

$$\varphi < \frac{B}{2h}. \qquad (10.68)$$

У автомобилей с обычной компоновкой силовых агрегатов выполнение указанного требования обеспечивается с большим запасом даже при высоких значениях коэффициента сцепления φ в поперечной плоскости.

Однако для автомобилей с повышенной высотой центра тяжести, автомобилей, занятых на перевозках грузов малого удельного веса, возможность опрокидывания существенно увеличивается. Это следует учитывать при эксплуатации автомобилей указанных типов.

10.8 Устойчивость автомобиля против заноса

10.8.1 Явление заноса. Общие понятия о заносе

При недостаточном сцеплении шин с дорогой под действием боковых сил колеса могут начать скользить в боковом направлении.

В общем случае движения боковое скольжение передних и задних колес может начаться неодновременно или происходить с разной интенсивностью. В результате этого возникает непроизвольный поворот машины вокруг одной из вертикальных осей. Данное явление называется заносом.

Рассмотрим одновременное действие на колесо двух реакций: касательной P_m, вызванной торможением колеса, и боковой силы Z (рисунок 10.7).

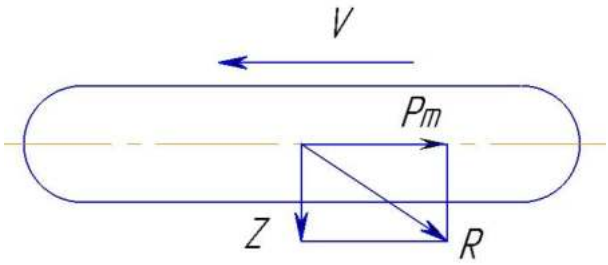


Рисунок 10.7 – Силы, действующие на тормозящее колесо

Равнодействующую этих сил определим из выражения

$$R = \sqrt{P_m^2 + Z^2}\,. \qquad (10.69)$$

Максимальное значение результирующей силы R по условию сцепления определяют из выражения

$$R_{max} = Q_k \cdot \varphi_{сц}\,, \qquad (10.70)$$

где $\varphi_{сц}$ – коэффициент колеса сцепления с дорогой;

Q_k – нормальная нагрузка на ось колеса.

Из уравнений (10.68) и (10.69) определим максимально возможную боковую реакцию Z_{max}:

$$Z_{max} = \sqrt{R^2_{max} - P_m^2} = \sqrt{(Q_к \cdot \varphi_{сц})^2 - P_m^2}\,. \qquad (10.71)$$

Анализ формулы (10.71) позволяет сделать следующие выводы.

1. Чем больше тормозное усилие P_m, развиваемое колесом, тем меньше его сцепление с дорогой в боковом направлении.

2. Наиболее вероятен занос оси автомобиля, колесам которой приходится развивать большие тормозные или тяговые усилия.

3. В предельном случае, когда тяговое или тормозное усилие принимает наибольшее возможное по сцеплению с дорогой значение $P_m = R max$, сила сцепления колеса с дорогой в боковой плоскости Z=0 и любая, даже незначительная боковая сила $Z \neq 0$ вызовет занос автомобиля.

4. Большая вероятность заноса характерна для дорог с малым коэффициентом сцепления.

10.8.2 Занос задней и передней оси

Рассмотрим динамику процесса заноса задней оси (рисунок 10.8).

При заносе задней оси автомобиль начнет поворачиваться вокруг центра масс *ЦМ* по часовой стрелке. Центр поворота (т. *О*) лежит на стороне действующей боковой силы Z и боковая составляющая силы инерции $P_{цу}$ направлена в сторону действия боковой силы Z, усиливая занос. Для прекращения заноса задней оси следует уменьшить скорость автомобиля и повернуть управляемые колёса в сторону заноса.

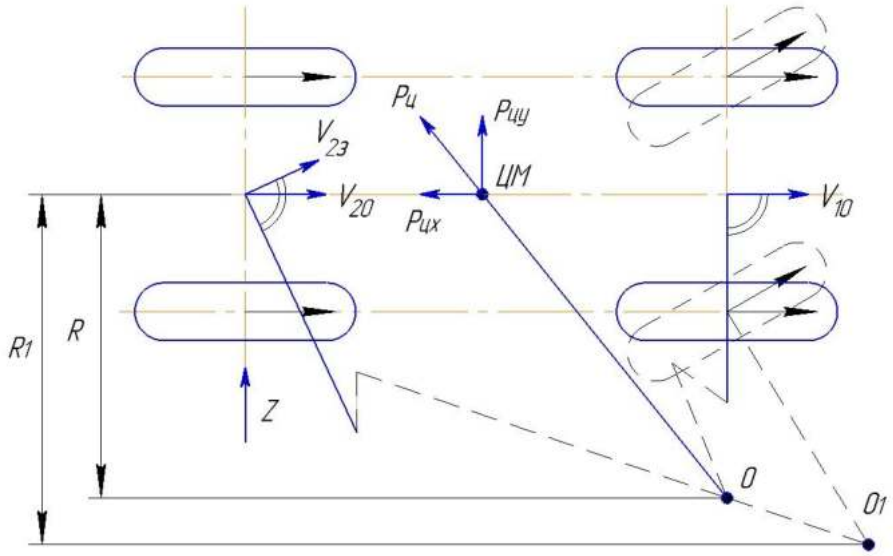


Рисунок 10.8 – Схема сил, действующих на автомобиль при заносе задней оси

Это приведёт к увеличению радиуса поворота R и снижению поперечной составляющей силы инерции $P_{цу}$, способствующей заносу.

Если повернуть передние колеса на угол α_o, при котором они оказались бы параллельными результирующей скорости $V_{2з}$ задних колес, то сила $P_{цу}$ примет нулевое значение и по исчезновении причин, вызвавших перво-

начальный занос, он прекратится. При повороте управляемых колёс на угол $\alpha > \alpha_o$ скольжение задних колес начнется в другую сторону, и для полного прекращения скольжения управляемые колеса нужно повернуть в другую сторону.

За счёт уменьшения скорости движения торможением можно добиться прекращения заноса задних колёс. Однако в соответствии с формулой (10.71) наличие тормозных усилий на колесах увеличивает вероятность их скольжения. Поэтому прекращение начавшегося заноса торможением следует производить весьма осторожно, чтобы не получить обратный результат.

Скорость процесса заноса и требуемая точность регулирования параметров заноса близки или даже превышают пределы физиологических возможностей человека. Почувствовать и принять своевременные меры по предупреждению заноса часто не в состоянии даже опытный водитель. Это обусловило комплектацию автомобилей современными интеллектуальными системами, обеспечивающими устойчивость автомобилей при разгоне и торможении.

При заносе передней оси меняется траектория движения передней оси, которая будет двигаться со скоростью $V_{1з}$ (рисунок 10.9), представляющей собой равнодействующую скорости бокового скольжения и поступательной скорости автомобиля V_{1o}.

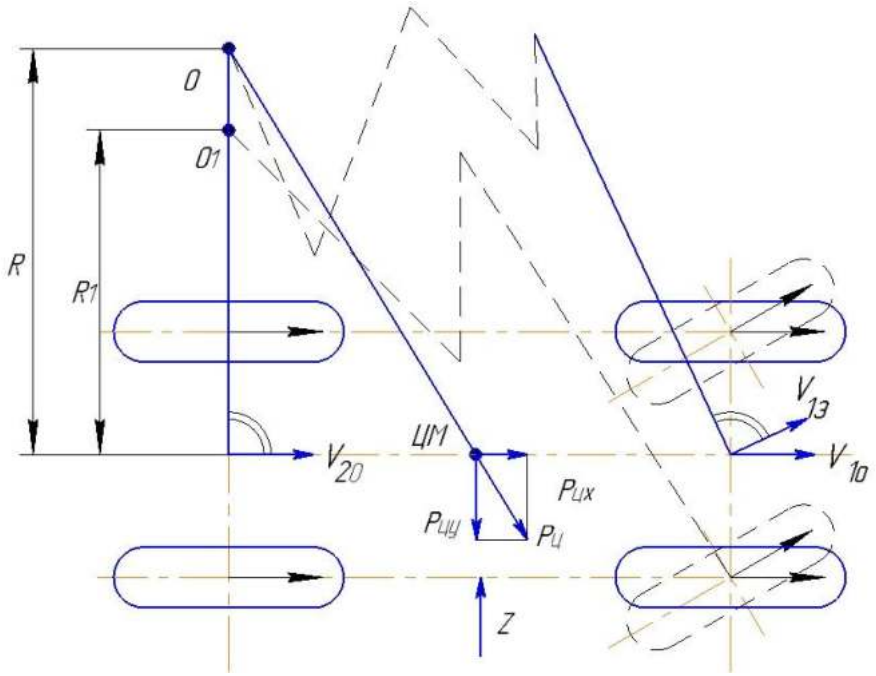


Рисунок 10.9 – Инерционные силы, действующие на автомобиль при заносе передней оси

В результате автомобиль будет перемещаться по круговой трактории, центр которой лежит на пересечении нормалей к скоростям передней $V_{1з}$ и задней V_{2o} осей.

При равномерном криволинейном движении возникает центробежная сила инерции $P_ц$, поперечная составляющая $P_{цу}$ которой направлена в сторону, противоположную скольжению передних колес.

При этом она противодействует заносу и способствует восстановлению первоначального заданного направления движения.

10.9 Устойчивость автомобиля при торможении

10.9.1 Устойчивость при экстренном торможении

Двойственность динамики торможения заключается в том, что в целях обеспечения безопасности дорожного движения требуется выполнение двух взаимно противоречивых условий. С одной стороны, необходимо обеспечить минимальный тормозной путь, что требует реализации максимальных тормозных усилий на колёсах. С другой стороны, надо обеспечивать достаточное сцепление колёс с дорогой в боковой плоскости, чтобы удерживать автомобиль на заданной траектории движения. Выполнение второго условия возможно лишь за счет соответствующего снижения продольных сил R_x, так как продольные и боковые реакции связаны соотношением (10.71).

Неспособность колес воспринимать значительные боковые силы при реализации тормозных усилий приводит к тому, что при экстренном торможении резко обостряется проблема сохранения устойчивости и управляемости.

При выходе из строя регуляторов тормозных сил (РТС) и (или) антиблокировочных систем (АБС) в режиме экстренного торможения возможна блокировка колёс и потеря устойчивости и управляемости автомобиля.

В условиях реальной эксплуатации одновременная блокировка всех колёс автомобиля возможна только на дорогах с низким коэффициентом сцепления $\varphi_{сц}$, не превышающим 0,40.

Для других значений коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ возможна блокировка как передних, так и задних колес.

При торможении на дорогах с коэффициентом сцепления $\varphi_{сц} \le 0{,}40$ большая вероятность первичной блокировки задних колес. На дорогах с коэффициентом сцепления $\varphi_{сц} \ge 0{,}45$ большая вероятность первичной блокировки передних колеса.

В реальных условиях эксплуатации вероятны два случая:

– блокировка передних колёс, задние колёса разблокированы;

– блокировка задних колёс, передние колёса разблокированы.

В первом случае боковые реакции со стороны дороги на автомобиль будут восприниматься только задними колёсами, так как сцепные возможности передних колёс будут практически полностью реализованы.

Инерционная сила F_j (рисунок 10.10), приложенная в центре масс автомобиля, направлена по направлению движения автомобиля.

Результирующая реакция продольных сил R_x на задних колесах направлена в сторону, противоположную силе инерции F_j, создавая разворачивающий момент *M*, направленный противоположно заносу. В этом случае автомобиль теряет управляемость, однако сохраняет устойчивость и будет двигаться в ранее заданном направлении.

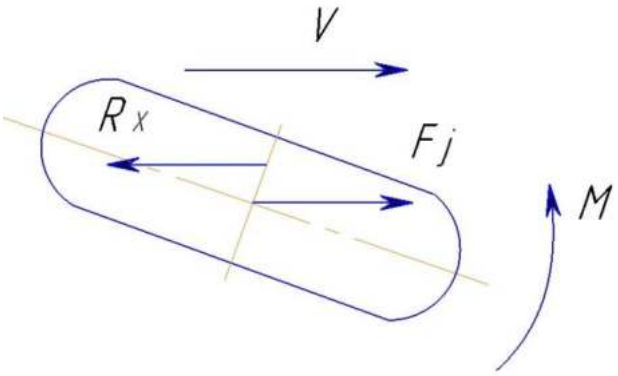


Рисунок 10.10 – Силы и моменты,
действующие на переднее заблокированное колесо

В случае блокировки задних колёс боковые реакции на автомобиль со стороны дороги будут восприниматься только передними колесами.

Инерционная сила F_j (рисунок 10.11), приложенная к центру масс, направлена по направлению движения автомобиля.

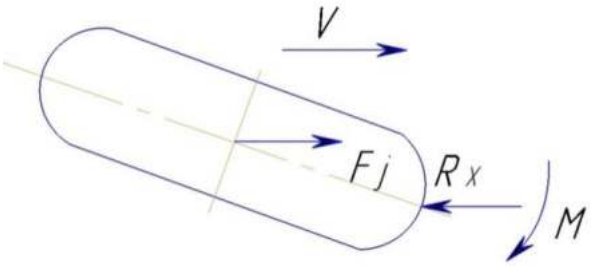


Рисунок 10.11 – Схема сил и моментов,
действующих на заднее заблокированное колесо

Продольная реакция R_x, реализуемая передними колесами, направлена в противоположную сторону. Пара сил R_X и F_j создает разворачивающий момент *M*, направленный в сторону заноса, усиливая его.

При низких значениях коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$ погасить кинетическую энергию автомобиля невозможно, и сила инерции F_j начинает придавать автомобилю вращательное движение. Продолжительность и интенсивность вращения будут зависеть от условий движения. Одновременно с вращением автомобиль будет продолжать движение в первоначальном

направлении, что увеличивает вероятность его столкновения с другими участниками дорожного движения.

Опыт эксплуатации показал, что при незапланированном отклонении автомобиля от прямолинейного направления движения на угол $\alpha \geq 20°$ его занос не может быть погашен путём энергичного манёвра.

Таким образом, из двух рассмотренных случаев наиболее опасна блокировка задних колёс, способная вызвать потерю управляемости и спровоцировать дорожно-транспортное происшествие. В связи с этим при разработке конструкции и эксплуатации тормозных систем ставится задача недопущения первичной блокировки задних колёс.

10.9.2 Влияние плеча обкатки на устойчивость автомобиля при торможении

При установке тормоза на валу главной передачи, а также в рулевом управлении, в котором шкворневая ось лежит в центральной плоскости вращения колеса (рисунок 10.12), плечо продольной силы $R_2 = 0$, поэтому различные тормозные силы P_τ практически не сказываются на рулевом управлении.

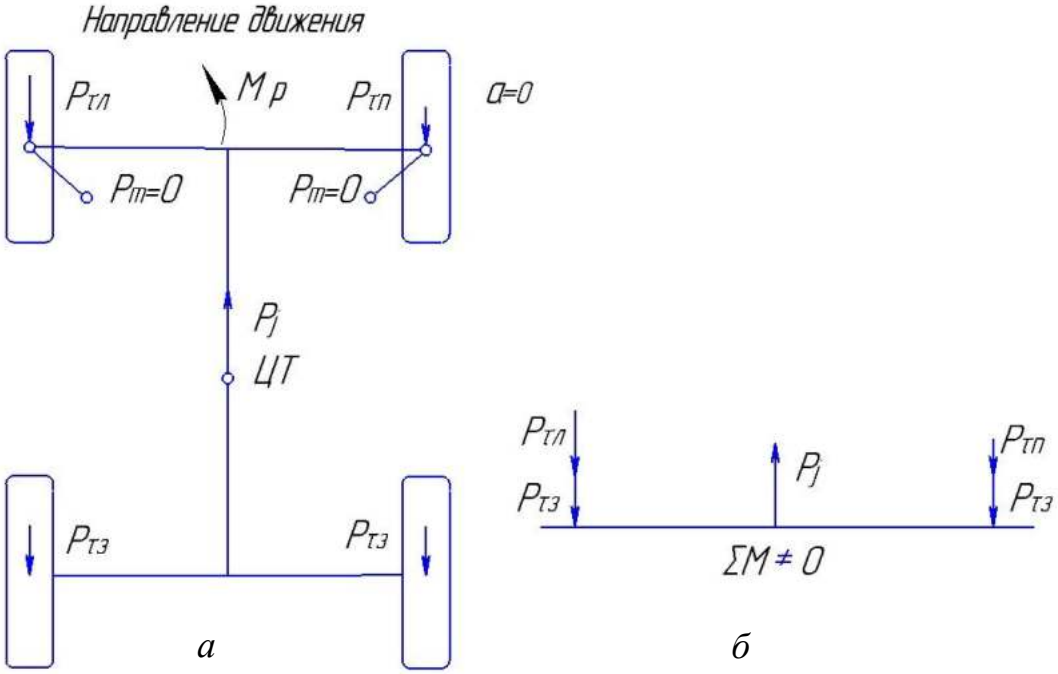


Рисунок 10.12 – Схема сил, действующих на колёса автомобиля при торможении

Однако большее значение тормозных сил с одной стороны (рисунок 10.12 *б*), обусловленное различием коэффициентов сцепления колёс с дорогой или коэффициентом трения фрикционных элементов тормозного механизма, вызывает появление разворачивающего момента M_p относительно

вертикальной оси. Вследствие этого автомобиль разворачивается в направлении большей тормозной силы.

В случае расположения тормозного механизма на управляемом колесе и положительного плеча обкатки появляется дополнительный поворотный момент на колесе, усиливающий этот разворот (рисунок 10.13).

Тормозная сила P_τ, действующая на плече «a», отжимает управляемое колесо в направлении его отрицательного схождения. В том случае, когда плечо обкатки отрицательное «-a», то поворот колеса может полностью его устранить (рисунок 10.14). При этом оба колеса отжимаются в сторону увеличения их схождения, что несколько стабилизирует движение автомобиля.

Кроме того, даже при различии тормозных сил на передних управляемых колёсах, отрицательное плечо обкатки ведёт к эффективному предотвращению отклонения автомобиля от заданного направления движения.

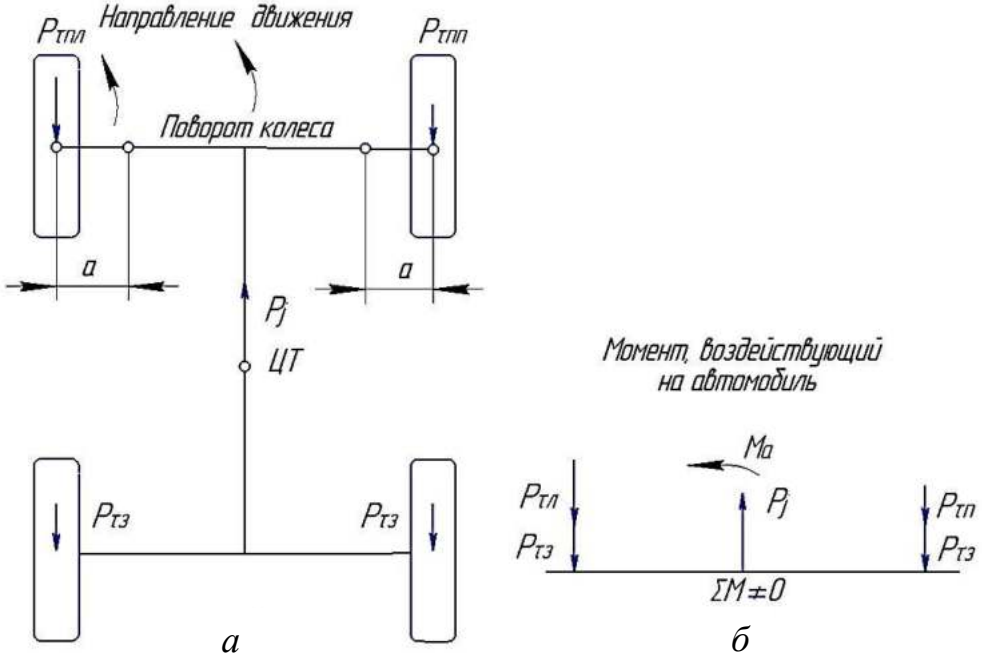


Рисунок 10.13 – Направление разворачивающего момента при положительном плече обкатки

Это происходит за счёт поворота управляемого колеса, передающего большую тормозную силу в сторону, противоположную направлению разворота автомобиля под действием внешнего разворачивающего момента M_a.

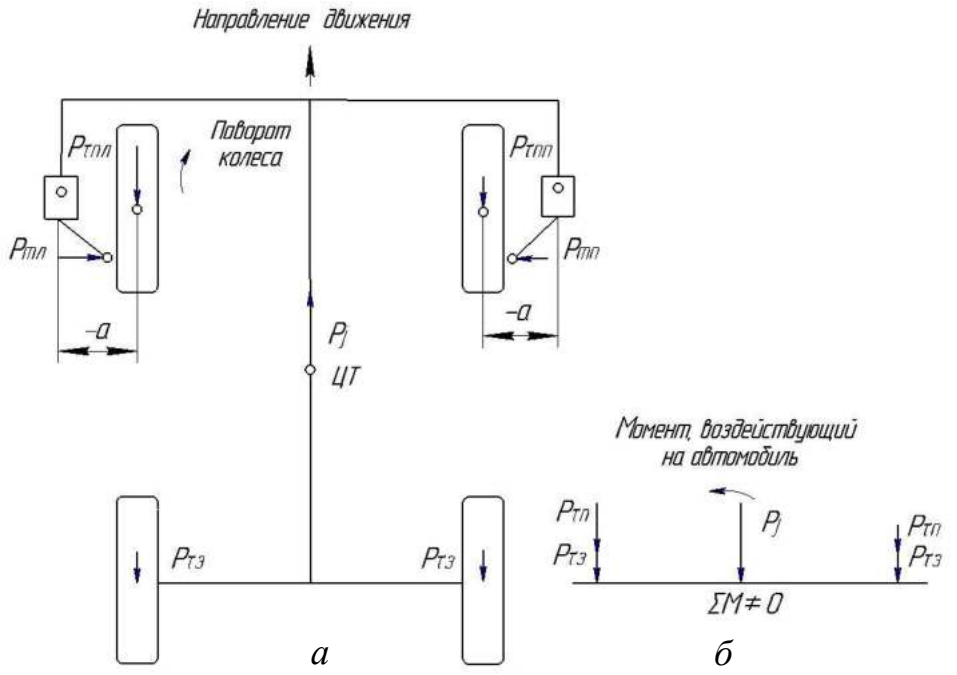


Рисунок 10.14 – Направление разворачивающего момента при отрицательном плече обкатки

Вопросы для самоконтроля

1. Какими критериями оценивается поперечная устойчивость наземных транспортно-технологических средств?
2. Какими критериями оценивается продольная устойчивость наземных транспортно-технологических средств?
3. Какие параметры оказывают влияние на предельный статический угол поперечного уклона по опрокидыванию?
4. Какие параметры оказывают влияние на предельный статический угол поперечного уклона по сползанию?
5. Какие силы действуют на мобильную машину при криволинейном движении?
6. Какие факторы оказывают влияние на критическую скорость автомобиля по заносу?
7. Какие факторы оказывают влияние на критическую скорость автомобиля по опрокидыванию?
8. Блокировка каких колёс наиболее опасна для потери устойчивости наземного транспортно-технологического средства?
9. Какие меры необходимо предпринимать водителю при заносе задней оси?
10. Какие меры необходимо предпринимать водителю при заносе передней оси?

11 УПРАВЛЯЕМОСТЬ И МАНЕВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

11.1 Кинематика поворота. Понятие об управляемости

Под управляемостью машины понимается её способность обеспечивать заданное направление движения, а при соответствующем воздействии на управляемые колёса изменять его по требуемой траектории. Первое свойство называется курсовой устойчивостью машины, а второе – поворачиваемостью.

С ростом скоростей движения эти качества становятся одними из основных, т. к. они обусловливают конструктивную безопасность автомобильного транспорта и способствуют предотвращению ДТП.

Рассмотрим поворот машины с передними управляемыми колесами. Будем считать, что шины не обладают боковой податливостью, а поворот совершается с постоянным радиусом при установившейся скорости движения.

В этом случае движение машины можно рассматривать как её вращение относительно некоторой постоянной оси поворота O (рисунок 11.1).

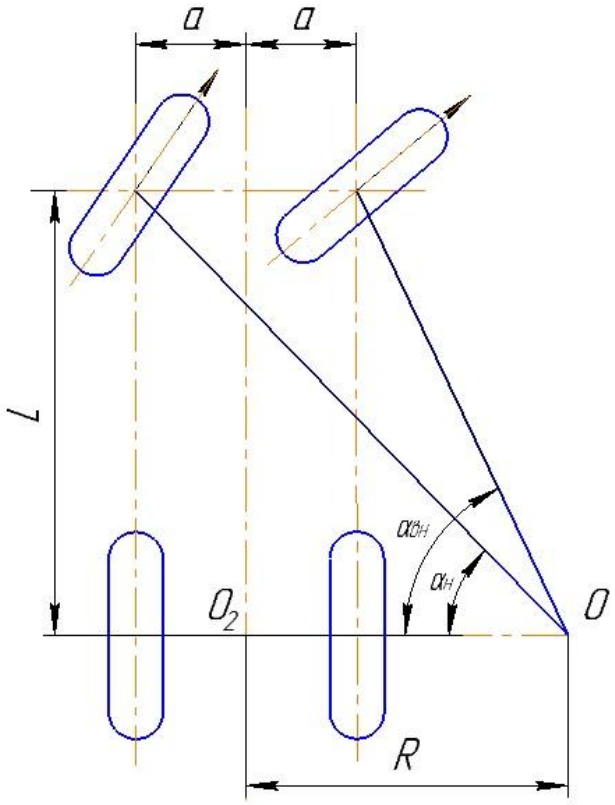


Рисунок 11.1 – Схема к определению радиуса поворота транспортного средства

Расстояние от центра поворота (т. O) до середины заднего моста считают радиусом поворота R.

Чтобы все колеса вращались без бокового скольжения и без боковых деформаций шин, центр вращения т. «O» должен лежать на пересечении перпендикуляра к векторам скоростей любых двух точек. Этого можно до-

стичь только при условии отклонения наружного и внутреннего управляемых колёс на разные углы, характеризуемые соотношениями:

$$ctg\alpha_{вн} = \frac{R-a}{L}; \tag{11.1}$$

$$ctg\alpha_{н} = \frac{R+a}{L}, \tag{11.2}$$

где $\alpha_{вн}$, $\alpha_{н}$ − соответственно углы отклонения от нейтрального положения внутреннего и наружного управляемых колес;

$2a$ – расстояние между осями шкворней поворотных цапф (центрами поворота управляемых колёс);

L – продольная база транспортного средства.

Независимо от радиуса поворота должно строго выполняться соотношение

$$ctg\alpha_{н} - ctg\alpha_{вн} = \frac{2a}{L}. \tag{11.3}$$

Соблюдение требуемого соотношения между углами $\alpha_{вн}$ и $\alpha_{н}$ поворота управляемых колёс достигается применением специального четырехзвенного механизма, рулевой трапеции.

Радиус поворота зависит от продольной базы машины и рассчитывается по формуле

$$R = \frac{L}{tg\alpha_{ср}}, \tag{11.4}$$

где $\alpha_{ср}$ − средний угол поворота управляемых колёс, определяемый из соотношения

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_{вн} + \alpha_{н}}{2}. \tag{11.5}$$

Таким образом, минимальный радиус поворота R_{min} зависит от величины продольной базы и максимального угла поворота управляемых колёс $\alpha_{ср}$.

11.2 Влияние боковой упругости шин на поворачиваемость машины

Рассмотрим поворот машины с учетом возможного бокового увода δ шин эластичных колёс (рисунок 11.2).

В общем случае движения при повороте машины углы увода шин передних δ_1 и задних δ_2 колес могут иметь разную величину. В результате бокового увода шин траектории движения передней и задней осей отклоняются от траекторий, по которым они двигались бы без увода.

Радиус поворота R' транспортного средства определим из выражения

$$L = R' \cdot tg\delta_2 + R' \cdot tg\left(\alpha_{ср} - \delta_1\right). \tag{11.6}$$

Из формулы (11.6) определим искомый радиус поворота:

$$R' = \frac{L}{tg\delta_2 + tg\left(\alpha_{cp} - \delta_1\right)}. \qquad (11.7)$$

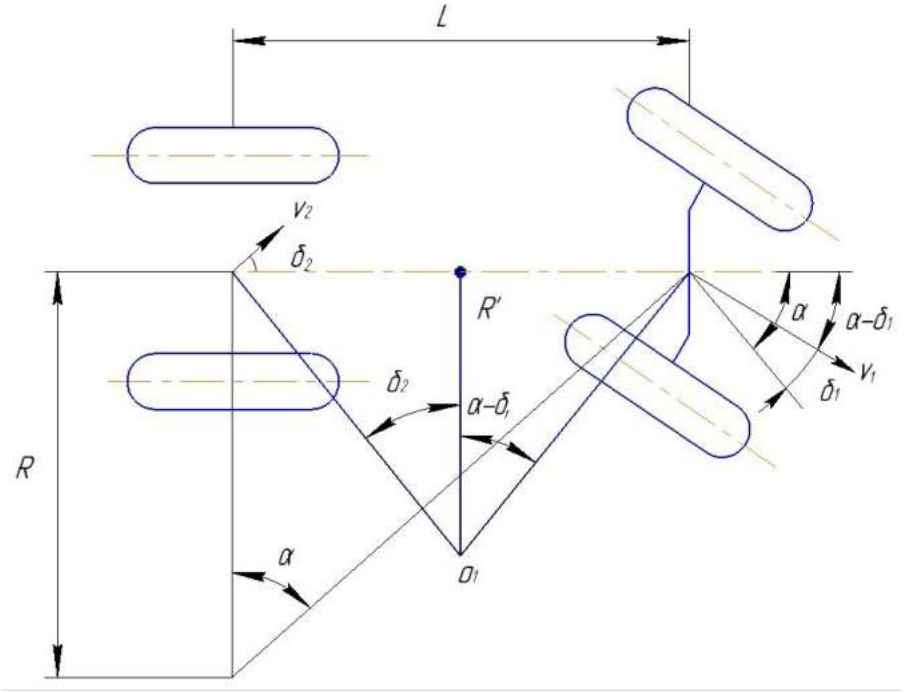


Рисунок 11.2 – Схема поворота автомобиля с учётом бокового увода шин управляемых колёс

Так как для шин транспортных машин углы увода незначительны, а боковой увод шин имеет существенное значение только при движении на больших скоростях, когда углы поворота управляемых колёс также малы, то можно записать:

$$R' = \frac{L}{\delta_2 + \alpha - \delta_1}. \qquad (11.8)$$

Сравним значение радиуса поворота реальной машины R' с радиусом поворота R без бокового увода:

$$R = \frac{L}{tg\alpha_{cp}} = \frac{L}{\alpha_{cp}}. \qquad (11.9)$$

Если углы увода передних δ_1 и задних δ_2 колёс равны, то боковой увод не оказывает влияния на радиус поворота. В этом случае считают, что автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью.

Если увод передних колёс больше увода задних колёс ($\delta_1 > \delta_2$), то транспортное средство поворачивает по более пологой тректории ($R' > R$), и считают, что оно обладает недостаточной поворачиваемостью. Если боковой увод передних колёс меньше бокового увода задних колёс ($\delta_1 < \delta_2$), то транспортное средство поворачивает по более крутой траектроии ($R' < R$), и считают, что оно обладает избыточной поворачиваемостью.

Таким образом, вследствие боковой деформации шин траектория поворота зависит не только от положения управляемых колес, но и от скорости движения, наличия бокового ветра, давления воздуха в шинах и других факторов, влияющих на боковой увод шин.

11.3 Влияние боковой упругости шин на курсовую устойчивость автомобиля

Поворачиваемость и курсовая устойчивость машины связаны между собой и их разделение вызвано только желанием более подробно рассмотреть динамику и кинематику её движения.

Рассмотрим непроизвольный поворот автомобиля под действием внешней боковой силы Z, приложенной к центру тяжести.

Если автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью ($\delta_1 < \delta_2$), то в результате бокового увода колес прямолинейное движение перейдет в криволинейное с центром поворота, расположенным в т. O, лежащей на той стороне, откуда действует боковая сила Z (рисунок 11.3).

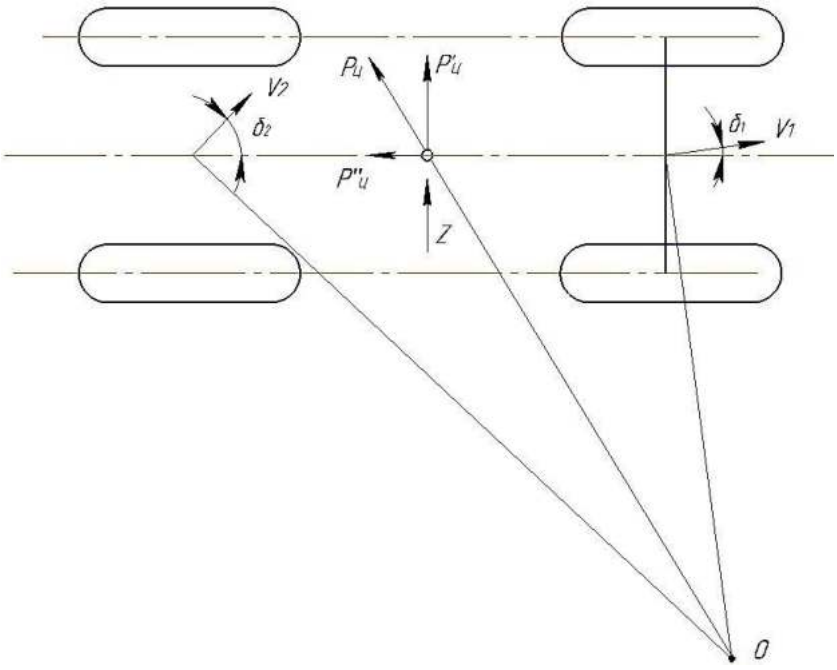


Рисунок 11.3 – Инерционные силы, действующие на автомобиль с избыточной поворачиваемостью

В этом случае боковая составляющая центробежной силы инерции $P'_ц$ направлена в ту же сторону, что и возмущающая сила Z, и усиливает занос. Если не принять своевременных мер к восстановлению прямолинейного движения, автомобиль будет двигаться по кривой непрерывно уменьшающегося радиуса, что может привести к его опрокидыванию.

При тех же условиях автомобиль с недостаточной поворачиваемостью (рисунок 11.4) начнет двигаться криволинейно с центром поворота, расположенным в т. O, лежащей на той стороне, куда направлена боковая сила Z.

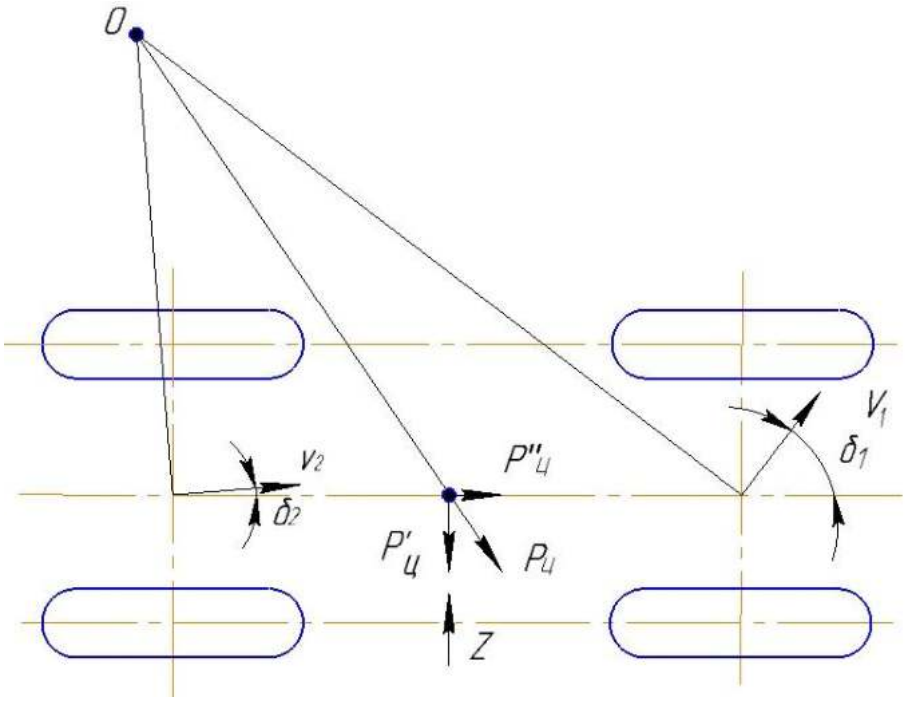


Рисунок 11.4 – Инерционные силы, действующие на автомобиль с недостаточной поворачиваемостью

Боковая составляющая центробежной силы $P'_ц$ противодействует боковой силе Z, восстанавливая прямолинейное движение.

Таким образом, при недостаточной поворачиваемости автомобиль способен автоматически поддерживать прямолинейное движение. У грузовых автомобилей суммарная боковая жесткость задних шин сдвоенных колёс всегда больше, чем одинарных передних. Поэтому, как правило, они обладают недостаточной поворачиваемостью.

У легковых автомобилей недостаточная поворачиваемость достигается комплексом конструктивных мероприятий, способствующих увеличению угла бокового увода передних шин. К таким мероприятиям относят расположение центра тяжести ближе к передней оси, снижение внутреннего давления в шинах передних колёс. На практике стремятся обеспечить разность углов бокового увода $\delta_1 - \delta_2 = 1{,}5–2{,}0°$.

11.4 Управляемость автомобиля на повороте. Условие сохранения управляемости

Схема движения автомобиля на повороте без учёта бокового увода шин представлена на рисунке 11.5.

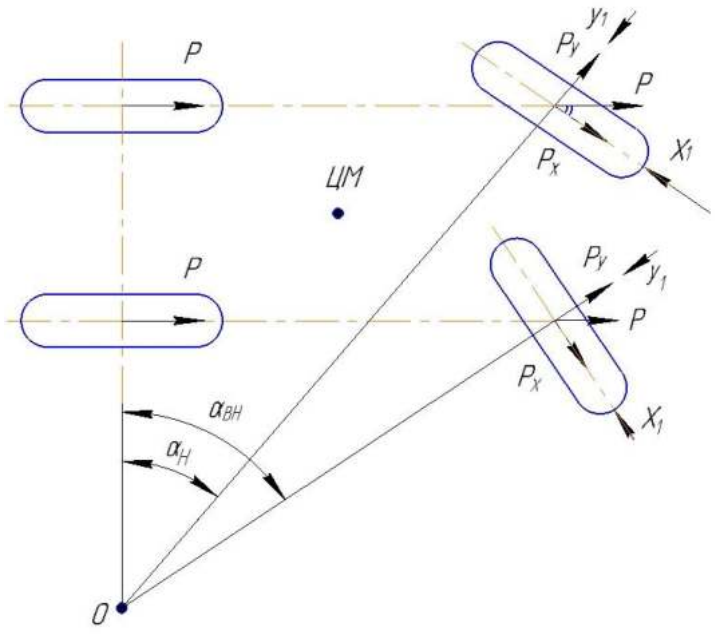


Рисунок 11.5 – Силы, действующие на управляемые колеса при повороте автомобиля

Толкающую силу P, приложенную к каждому из управляемых колёс, можно разложить на две составляющие: силу P_x, действующую в плоскости вращения колеса, и силу P_y, направленную в перпендикулярной плоскости вращения колеса:

$$P_x = P \cdot cos\,\alpha_{cp}; \tag{11.10}$$

$$P_y = P \cdot sin\,\alpha_{cp}, \tag{11.11}$$

где α_{cp} – средний угол поворота управляемых колёс.

Каждая из этих сил стремится вызвать перемещение колес в направлении своего действия.

Для этого силе P_x необходимо преодолеть силу сопротивления качению передних колес X_1, а силе P_Y – силу бокового сопротивления передних колес (силу сцепления колеса с дорогой) Y_1.

Колесо будет катиться в плоскости своего вращения без бокового скольжения при соблюдении условий:

$$P_x = P \cdot cos\,\alpha_{cp} \geq X_1; \tag{11.12}$$

$$P_y = P \cdot sin\,\alpha_{cp} < P\varphi. \tag{11.13}$$

Заменив силу P в уравнении (11.11) на силу P_x из уравнения (11.10), получим

$$P_y = \frac{P_x \cdot sin\,\alpha_{cp}}{cos\,\alpha_{cp}} \leq P_\varphi. \tag{11.14}$$

С учётом формулы (11.13) условие движения в направлении, соответствующем положению его управляемых колес без бокового скольжения, запишется в виде

$$P_x \cdot tg\alpha_{cp} \le P_\varphi. \qquad (11.15)$$

Сопротивление качению передних колёс и силу сопротивления боковому скольжению выразим через нормальную нагрузку на управляемые колёса:

$$P_x = X_1 = R_{Z1} f_1; \qquad (11.16)$$

$$P_\varphi = Y_1 = R_{Z1} \cdot \varphi, \qquad (11.17)$$

где R_{Z1} – нормальная нагрузка на управляемые колёса;

f_1 – коэффициент сопротивления качению управляемых колёс;

φ – коэффициент сцепления передних колёс с опорным основанием в боковой плоскости.

С учётом уравнений (11.16) и (11.17) уравнение (11.15) можно записать в виде

$$f_1 \cdot tg\alpha_{cp} \le \varphi. \qquad (11.18)$$

Величина среднего угла поворота управляемых колёс α_{cp} обычно не превышает 35–45 , а коэффициент сцепления φ на сухой твердой поверхности во много раз превышает коэффициент сопротивления качению f_1. Поэтому условие (11.18) сохранения управляемости на повороте обеспечивается с большим запасом.

При движении автомобиля по мягким и скользким поверхностям с большим коэффициентом сопротивления качению f_1 и малым коэффициентом сцепления φ управляемость автомобиля значительно ухудшается, т. к. возросшая боковая сила P_Y, особенно при повороте управляемых колес на большой угол, может достигать значения силы сцепления P_φ. В результате управляемые колёса могут начать скользить, отклоняясь от заданного направления движения.

При торможении автомобиля часть силы сцепления используется на реализацию тормозного усилия $P_\tau = X$. Поэтому, чем сильнее заторможены управляемые колеса, тем меньше их сцепление в боковой плоскости и меньше их способность сохранять направление движения при повороте. В случае реализации полного тормозного усилия управляемыми колесами (доведения их до юза), уравнение (11.16) можно записать в виде

$$X_{1max} = P_{\tau max} = R_{Z1} \cdot \varphi. \qquad (11.19)$$

В этом случае изменить направление движения автомобиля поворотом рулевого колеса оказывается невозможным.

Если управляемые колеса являются одновременно управляемыми и ведущими, толкающая сила P действует в плоскости их вращения и не даёт

боковой составляющей, стремящейся отклонить колесо от заданного направления.

Этим обеспечивается лучшая управляемость автомобилей с передними ведущими колесами.

11.5 Критическая скорость автомобиля по условиям управляемости

Рассмотрим силы, действующие на поворачивающий автомобиль (рисунок 11.6). Будем считать, что колёса не обладают боковой упругостью.

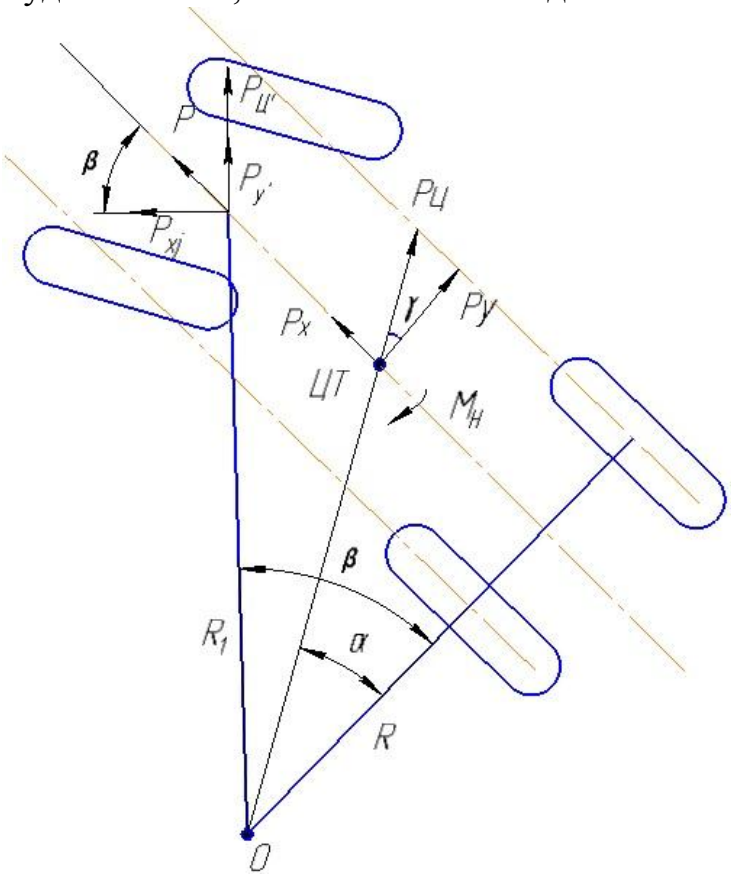


Рисунок 11.6 – Схема к расчету критической скорости на повороте по управляемости

Толкающую силу P, передаваемую задними колёсами на передние, разложим на две составляющие: силу P_{X1}, параллельную управляемым колесам, и поперечную силу P_{Y1}, перпендикулярную силе P_{X1}.

При равномерном криволинейном движении сила P_{X1} равна силе сопротивления качению передних колёс P_{f1}.

$$P_{f1} = R_{Z1} \cdot f_1. \qquad (11.20)$$

Поперечную составляющую толкающей силы P можно рассчитать из выражения

$$P_{Y1} = P_{f1} \cdot tg\alpha = R_{Z1} \cdot f_1 \cdot tg\alpha. \qquad (11.21)$$

На передний управляемый мост действует также центробежная сила инерции $P_{ц1}$ передней части автомобиля, направленная по радиусу поворота R середины переднего моста.

$$P_{ц1} = \frac{m_1 \cdot V_1^2}{R_1}, \tag{11.22}$$

где m_1 – масса автомобиля, приходящаяся на передний мост.

$$V_1 = \frac{V \cdot R_1}{R}, \tag{11.23}$$

$$R_1 = \frac{R}{\cos\alpha}, \tag{11.24}$$

$$R = \frac{L}{tg\alpha}. \tag{11.25}$$

С учётом формул (11.23)–(11.25) выражение (11.22) можно записать в виде

$$P_{ц1} = \frac{m_1 \cdot V^2}{R \cdot \cos\alpha} = \frac{m_1 \cdot V^2 \cdot tg\alpha}{L \cdot \cos\alpha}. \tag{11.26}$$

Силы $P_{ц1}$ и $P_{У1}$ стремятся вызвать боковое скольжение управляемых колес. Чтобы колеса катились без скольжения необходимо соблюдение условия

$$R_{У1} = P_{ц1} + P_{у1} \le \sqrt{R_{Z1}^2 \cdot \varphi^2 - R_x^2} \approx R_{Z1}\sqrt{\varphi^2 - f^2}, \tag{11.27}$$

где R_{Z1} – нормальная реакция на колеса управляемого моста.

Центробежная сила инерции $P_{ц1}$ пропорциональна квадрату скорости. Поэтому скольжение управляемых колес наиболее вероятно при большой скорости автомобиля.

Критической скоростью $V_{кр}$ по условиям управляемости называют максимальную скорость, с которой автомобиль может двигаться на повороте без поперечного скольжения управляемых колес.

Подставив в уравнение (11.27) значения $P_{У1}$ и $P_{ц1}$ из формул (11.21) и (11.26), получим:

$$\frac{m_1 \cdot V^2 \cdot tg\alpha}{L \cdot \cos\alpha} + m_1 \cdot g \cdot f_1 \cdot tg\alpha = m_1 \cdot g \cdot \sqrt{\varphi^2 - f^2}; \tag{11.28}$$

$$V_{кр}^2 \cdot tg\alpha = (\sqrt{\varphi^2 - f^2}) - f_1 \cdot tg\alpha \cdot L \cdot \cos\alpha; \tag{11.29}$$

$$V_{кр} = \sqrt{\left[\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{tg\alpha} - f_1\right] \cdot L \cdot \cos\alpha \cdot g}. \tag{11.30}$$

Если скорость автомобиля V больше критической, то управляемые колеса будут проскальзывать в поперечном направлении и поворот колес не изменит направления движения. Чем меньше радиус поворота автомобиля R, тем меньше критическая скорость на повороте по управляемости. При движении по дорогам с малым значением коэффициента сцепления, а также с большим коэффициентом сопротивления качению, значения φ и f сближаются. Это приводит к снижению критической скорости $V_{кр}$ автомобиля на повороте по управляемости.

Если коэффициент сцепления $\varphi \approx f / \cos\alpha$, то подкоренное выражение в формуле (11.28) стремится к нулю и автомобиль может поворачиваться с очень ограниченной скоростью. Если коэффициент сцепления $\varphi \le f / \cos\alpha$, то критическая скорость $V_{кр}$ является мнимой величиной и автомобиль становится неуправляемым.

11.6 Увод автомобиля в сторону

Установочные параметры подвески передних колес, а именно развал колес γ, поперечный σ и продольный τ наклоны шкворневой оси, плечо обкатки «*a*» и схождение колес δ обеспечивают как возвращение рулевого управления в нейтральное положение после движения на повороте, так и устойчивость движения автомобиля по прямой и при торможении.

При движении автомобиля по ровной дороге к рулевому колесу необходимо прилагать лишь незначительные усилия для сохранения прямолинейного движения автомобиля. Если же рулевое колесо отпустить, то это направление движения начнет медленно изменяться: автомобиль «уводит» в ту или иную сторону. В случае переднеприводного автомобиля это может быть объяснено различным наклоном полуосей.

Однако, независимо от вида привода, увод может быть вызван целым рядом других причин, в том числе техническим состоянием шин.

Увод под влиянием шин может быть вызван различием сил сопротивления качению P_f левого и правого передних колес.

$$P_f = f \cdot R_Z, \qquad (11.31)$$

где f – коэффициент сопротивления качению;

R_Z – нормальная реакция на колесо со стороны опорного основания.

Причинами этого различия могут быть:

– разность внутреннего давления воздуха в обеих шинах;

– различие степени износа шин или различие рисунков протектора шин передних колес;

– различие конструкций шин или различное число слоев корда в них.

При снижении давления коэффициент сопротивления качению повышается и соответственно увеличивается поворачивающий момент M_a относительно шкворневой оси.

$$M_a = P_f \cdot R_2, \tag{11.32}$$

где R_2 – плечо приложения силы сопротивления качению.

Сила сопротивления качению P_f колеса, катящегося по прямой, может считаться приложенной в его центре контакта. Плечом этой силы является её расстояние до шкворневой оси R_2 (рисунок 11.7). Мгновенная ось поворота колеса, обусловленная упругостью шарниров рулевого привода при его колебаниях, показана штрих-пунктирной линией (рисунок 11.7).

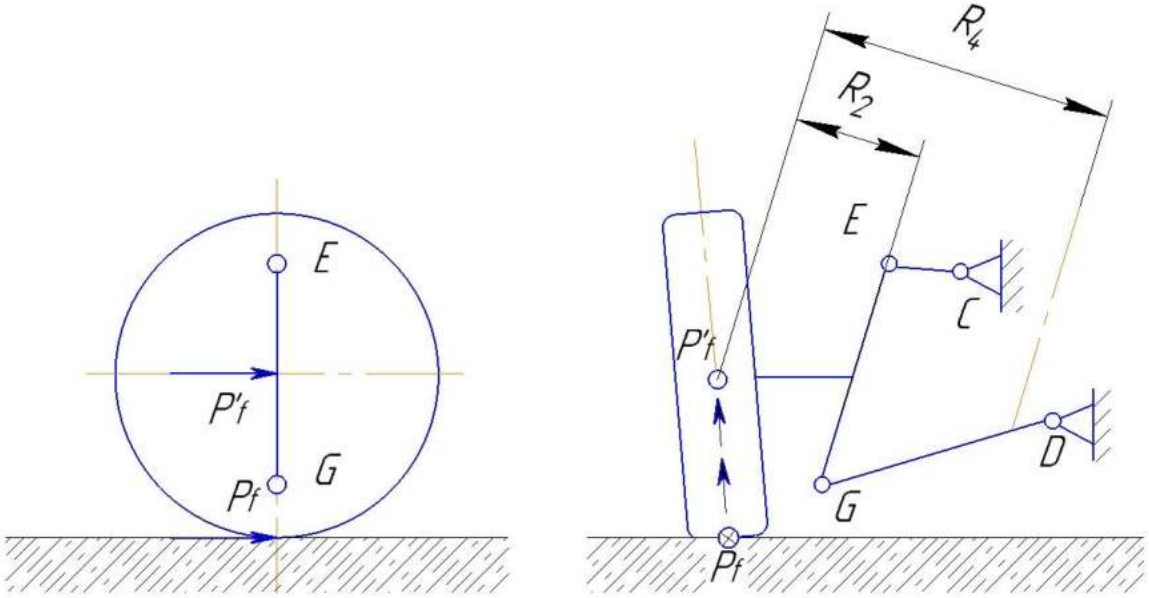


Рисунок 11.7 – Схема приложения силы сопротивления качению ведомого колеса

Мгновенное плечо поворота R_4, обусловленное упругостью шарниров рычагов при колебаниях колеса, несколько больше плеча R_2 силы сопротивления качению.

Величина плеча поворота зависит от установочных параметров подвески.

Если шкворневые оси не имеют продольного наклона, то

$$R_2 = \left[\alpha \cdot \cos\sigma_0 + r_k \cdot \sin\left(\sigma_0 + \gamma_0\right)\right], \tag{11.33}$$

где a – плечо обкатки колеса;

r_k – радиус качения колеса;

σ_o – поперечный наклон шкворневой оси;

γ_o – угол развала колес.

При значениях коэффициента сопротивления качению *f*, различных для левой и правой шин, по их разности $\Delta f = f_л - f_{пр}$ можно рассчитать величину уводящего момента:

$$M_{ув} = \Delta f \cdot R_Z \cdot R_2. \quad (11.34)$$

При наличии продольного наклона шкворневой оси необходим учет угла τ_o продольного наклона:

$$R_{2\tau} = R_2 \cdot \cos\tau_o. \quad (11.35)$$

$$M_a = f \cdot G_k \cdot R_2 \cdot \cos\tau_o. \quad (11.36)$$

Сила сопротивления качению P_f отжимает колесо назад, создавая разворачивающий момент M_a на плече R_2 (рисунок 11.8).

$$M_a = P_f \cdot R_2, \quad (11.37)$$

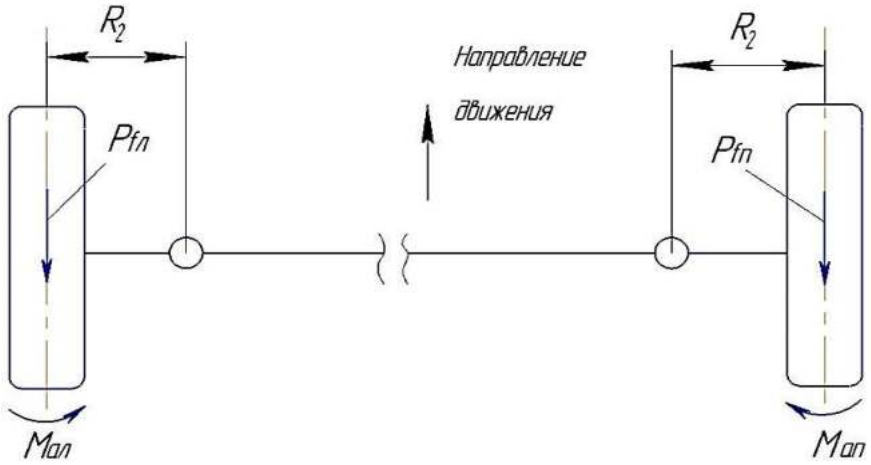


Рисунок 11.8 – Схема сил, нагружающих поперечную рулевую тягу

При наличии люфта в шарнирах рулевых тяг разворачивающий момент M_a вызывает отрицательное схождение управляемых колёс, что обуславливает увеличение силы сопротивления качению и повышенный износ шин.

Для предотвращения отрицательного схождения силы сопротивления качению P_f обоих колес должны восприниматься поперечной рулевой тягой.

11.7 Общие понятия о маневренности автомобиля

Вследствие поперечного уклона полотна дороги, бокового ветра, разной силы сопротивления качению колёс правого и левого бортов автомобиля он отклоняется от заданной траектории движения даже на строго прямолинейных участках дороги. В результате этого транспортное средство движется не прямолинейно, а по траектории кривой большого радиуса. Вследствие этого динамический габарит превышает габаритную ширину транспортного

средства, а водитель вынужден непрерывно корректировать направление движения.

Под динамическим габаритом понимается полоса проезжей части, которую занимает транспортное средство при движении. Соответственно при прямолинейном движении динамический габарит равен габаритной ширине транспортного средства, а при маневрировании превышает её. Ширина динамического коридора зависит от типа и конструкивных особнностей автомобиля и составляет 2,8–3,1 м для легковых автомобилей, и 3,5–4,3 м для грузовых автомобилей и автобусов. Ширина динамического коридора для автомобилей особо большой грузоподъёмности и автобусов особо большого класса (шарнирно-сочленённые) составляет 3,7–4,5 м.

Под маневренностью понимается группа свойств, характеризующих способность транспортного средства разворачиваться на ограниченной площади, в том числе при движении задним ходом.

11.8 Оценочные показатели маневренности автомобиля

Для оценки маневренности наземных транспортных и транспортно-технологических средств используют следующие показатели:

– минимальный радиус поворота R_{min};

– внешний габаритный радиус поворота $R_{габtax}$

– внутренний габаритный радиус поворота $R_{габmin}$;

– поворотная ширина по следу колес B_n;

– габаритная полоса движения $B_{габ}$.

Минимальный радиус поворота R_{min} – это расстояние от оси поворота до оси следа переднего наружного колеса при максимальных углах поворота управляемых колес.

Внешний габаритный радиус поворота $R_{габtax}$ – это расстояние от оси поворота до траектории точки, наиболее удаленной от оси поворота.

Внутренний габаритный радиус $R_{габtax}$ – это расстояние от оси поворота до точки, расположенной наиболее близко к центру поворота.

Радиусы R_{min}, $R_{габtax}$, $R_{габtin}$ определяют минимальную площадь, необходимую для маневрирования и разворота транспортного и транспортно-технологического средства.

Поворотная ширина по следу колес B_n определяется как разность самого большого и самого малого радиусов поворота по осям следов колес, наиболее приближенного и наиболее удаленного от оси поворота.

Габаритная полоса движения $B_{габ}$ равна разности радиусов поворота точек, наиболее приближенной и наиболее удалённой от оси поворота:

$$B_{габ} = R_{габ\,max} - R_{габ\,min}. \qquad (11.38)$$

Поворотная ширина B_n и габаритная полоса движения $B_{габ}$ характеризуют ширину коридора, необходимого при совершении крутых поворотов.

Ширина полосы движения, в которую должны вписываться дорожные транспортные средства, ограничивается нормативно-техническими документами (ГОСТ 31507-2012).

В соответствии с ГОСТ 31507-2012 на прямолинейном участке пути ширина полосы движения не должна занимать более 2,5 м. При повороте колёсные транспортные средства должны вписываться в коридор, очерченный радиусами 5,3–12,0 м.

Для количественной оценки маневренности наземных транспортных и транспортно-технологических средств и автопоездов используют следующие показатели:

– коэффициент $k_{вппр}$ вписывания агрегата в нормированную прямую полосу движения

$$k_{вппр} = \frac{B_{агр}}{B_{прн}}, \tag{11.39}$$

– коэффициент $k_{впкр}$ вписывания автопоезда в нормированную круговую полосу движения

$$k_{впкр} = \frac{R_н - R_{вн}}{B_{крн}}, \tag{11.40}$$

– коэффициент $k_{уш}$ уширения полосы движения автопоезда при повороте

$$k_{уш} = \frac{R_н - R_{вн}}{B_{агр}}, \tag{11.41}$$

где $B_{агр}$ – габаритная ширина автопоезда;

$B_{прн}$, $B_{крн}$ – ширина нормированных прямой и круговой полос движения;

$R_н$, $R_{вн}$ – радиусы траекторий движения наружной и внутренней габаритных точек автопоезда.

Маневренность автопоезда тем выше, чем меньше численные значения выше упомянутых оценочных критериев. При коэффициентах $k_{вппр} \le 1$ и $k_{впкр} \le 1$ автопоезд не будет выходить за пределы нормированных полос движения.

Расхождение траекторий движения средних точек отдельных осей автопоезда с траекторией движения базовой точки тягача оценивают с помощью сдвига траектории

$$\varepsilon_i = \frac{R_i}{R}, \tag{11.42}$$

где R_i – радиус траектории движения средней точки *i*-ой оси;

R – радиус траектории движения базовой точки тягача.

При этом за базовую точку принимают середину заднего моста.

Если $\varepsilon > 1$, то сдвиг траектории *i*-ой оси происходит от оси поворота.

Если $\varepsilon < 1$, то траектория *i*-ой оси сдвигается к оси поворота. При $\varepsilon = 1$ траектории движения соответствующих колёс автопоезда совпадают.

При движении автопоездов задним ходом для оценки маневренности используют два показателя:

– длину пути L_c, пройденного автопоездом с закрепленным рулевым колесом до начала складывания;

– количество поворотов рулевого колеса n_{pk}, совершаемых на единице пути при управляемом движении относительно прямой опорной линии.

Следует отметить, что все оценочные показатели маневренности носят частный характер и могут использоваться только для сравнительной оценки различных автопоездов. Показатели маневренности сказываются на технической и эксплуатационной скоростях движения.

Существенное влияние на техническую скорость движения маневренность оказывает только в городских условиях. На эксплуатационную скорость влияние маневренности сказывается в местах погрузки и разгрузки, с малыми и неудобными площадями.

11.9 Оценочные показатели управляемости и методика их экпериментального определения

Для оценки управляемости колёсных транспортных средств специалистами НАМИ разработана методика испытаний и оценки устойчивости движения, основанная на оценке системы «водитель – автомобиль» сохранять задаваемый закон движения на отрезке пути с оговоренной заранее точностью. При этом точность движения характеризуется зависимостью изменения скорости, траектории, курсового узла и угла крена в функции пути. Оценочные показатели устойчивости управления автотранспортными средствами, методы определения значений показателей устойчивости управления и методы оценки результатов испытаний определены правилами ГОСТ 31507-2012.

В соответствии с ГОСТ 31507-2012 в качестве оценочных показателей устойчивости управления принимаются:

1) устойчивость управления траекторией, балл;

2) устойчивость курсового управления, балл;

3) устойчивость управления траекторией при торможении, балл;

4) устойчивость курсового управления при торможении, балл;

5) максимальная скорость при выполнении маневра $V_{пр}$, км/ч;

6) скорость начала снижения устойчивости управления траекторией, $V_{ТР}$, км/ч;

7) скорость начала снижения устойчивости курсового управления $V_{КУРС}$, км/ч.

Первые четыре показателя определяют в эксплуатационных режимах движения с максимальными скоростями движения V_{max}, разрешёнными правилами дорожного движения на дорогах первой категории. При оценке показателей «3» и «4» торможение производят от начальной скорости V_0 до конечной скорости $V_к = 0{,}5 \cdot V_0$ с замедлением $j_З \approx 0{,}5$ g.

Управляемость оценивают в баллах органолептическим методом.

Показатели «5», «6», «7» определяют на критических режимах движения, заключающихся в выполнении манёвров, заданных предварительной разметкой с постепенно увеличивающейся скоростью движения по методике, указанной в руководящем документе РД 37.001.005-86 «Методика испытаний и оценки устойчивости управления транспортными средствами».

По субъективным оценкам контролера, находящего вне объекта испытаний, и водителя-испытателя выставляется комплексная оценка устойчивости управления в баллах при различных скоростях движения. По полученным данным строится график зависимости баллов комплексной оценки от скорости движения и определяются скорость начала снижения устойчивости управления траекторией V_{TP} и скорость начала снижения устойчивости курсового управления $V_{КУРС}$.

В практике испытаний заводами-изготовителями для оценки управляемости часто используются следующие показатели:

– характеристика статической траекторной управляемости;

– характеристика «рывок руля»;

– характеристика выхода из поворота;

– характеристика легкости рулевого управления;

– предельная скорость $V_{пр.пов}$ входа в заданный поворот;

– предельная скорость $V_{пр.пер}$ входа в заданную переставку;

– средняя угловая скорость $\omega_{ср}$ поворота рулевого колеса на прямолинейном участке дороги.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под управляемостью наземного транспортного средства?

2. Что понимается под центром поворота мобильной машины?

3. Что понимается под избыточной поворачиваемостью автомобиля?

4. Что понимается под недостаточной поворачиваемостью автомобиля?

5. Какое влияние оказывает боковой увод шин на поворачиваемость автомобиля?

6. Какое влияние оказывает боковой увод шин на курсовую устойчивость?

7. Какие факторы оказывают влияние на сохранение управляемости транспортного средства на повороте?

8. Что понимается под критической скоростью транспортно-технологического средства по условиям управляемости?

12 КОЛЕБАНИЯ И СТАБИЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЁС

12.1 Причины, обуславливающие колебания управляемых колес

Управляемые колёса автомобиля являются составной частью сложной колебательной системы «дорога – автомобиль – водитель». При движении автомобиля управляемые колеса вместе с передним мостом колеблются в вертикальной плоскости вместе с передним мостом в вертикальной плоскости, а вместе с элементами рулевого привода совершают колебания в горизонтальной плоскости вокруг шкворней (осей поворота).

Угловые колебания управляемых колес вокруг шкворней нагружают детали ходовой части и рулевого управления значительными знакопеременными динамическими нагрузками. Угловые колебания управляемых колёс с большой амплитудой могут привести к потере автомобилем управляемости.

Угловые колебания управляемых колес обусловлены тремя основными факторами: влиянием неровностей дороги, неуравновешенностью управляемых колёс, конструктивными особенностями ходовой части автомобиля.

При движении по неровностям колёса автомобиля изменяют плоскость своего вращения на определённый угол β (рисунок 12.1).

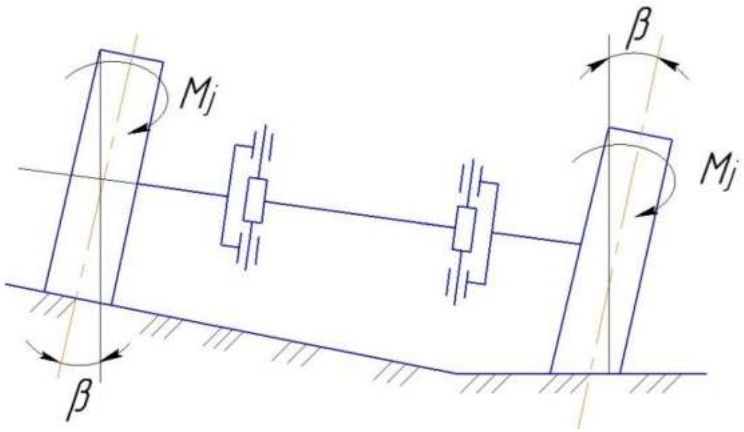


Рисунок 12.1 – Связь между вертикальными и угловыми колебаниями управляемых колёс

Характер и величина изменения угла плоскости вращения β зависит от типа направляющего устройства подвески.

Гироскопические моменты, вызванные изменением плоскости вращения колеса, могут быть рассчитаны по формуле

$$M_j = I_k \cdot \omega_к \frac{d\beta}{dt}, \qquad (12.1)$$

где I_k – момент инерции колеса;

β – угол изменения плоскости вращения колеса.

При неуравновешенности колеса возникает центробежная сила инерции P_{jk}, которую можно разложить на две составляющие: вертикальную P_{jy} и горизонтальную P_{jx} (рисунок 12.2).

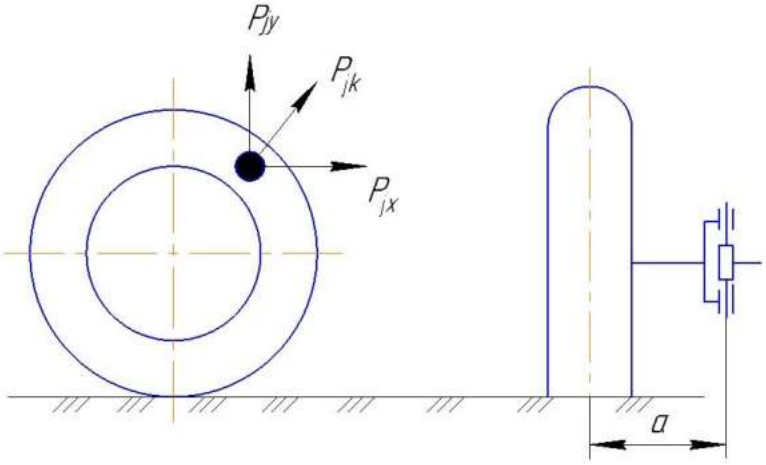
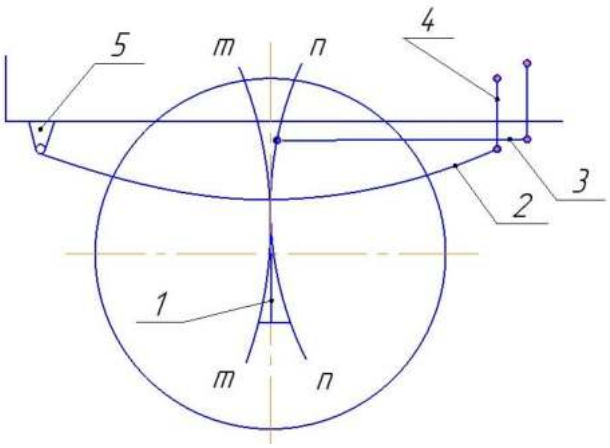


Рисунок 12.2 – Силы инерции, действующие на неуравновешенное колесо

Вертикальная составляющая P_{jy}, стремясь наклонить колесо в вертикальной плоскости, вызывает гироскопический момент M_j. Горизонтальная составляющая P_{jx}, действуя относительно оси поворота на плече «*a*», создает момент, поворачивающий колесо в горизонтальной плоскости. Это в свою очередь сопровождается появлением гироскопического момента, наклоняющего его ось.

Угловые колебания колёс могут быть обусловлены наличием двойной связи управляемых колёс с кузовом через тяги рулевого привода и направляющее устройство подвески.

При прогибах рессоры 2 (рисунок 12.3) ось качения расположена около неподвижного шарнира 5, передний мост 1 перемещается по дуге *m-m.*



1 – мост передний; 2 – рессора; 3 – тяга рулевая;
4 – подвижная ось рессоры; 5 – неподвижная ось рессоры

Рисунок 12.3 – Колебания колёс при расположении неподвижной оси рессоры сзади

В это же время передний конец продольной рулевой тяги 3 описывает дугу *n-n*. Кривые *m-m* и *n-n* расходятся, поэтому вертикальные колебания колес сопровождаются поворотами их относительно шкворней (осей поворота), что вызывает колебания управляемых колёс и ухудшает управляемость автомобиля.

Одной из причин колебаний управляемых колёс является боковой увод шин. При больших скоростях движения это является одной из основных причин, обусловливающих возникновение самовозбуждающихся незатухающих колебаний управляемых колес.

12.2 Основные способы снижения колебаний управляемых колес

При входе вынужденных колебаний в резонанс с собственными колебаниями управляемых колес и передней подвески могут возникнуть интенсивные колебательные процессы в системе управляемых колес и передней подвески (явление шимми). Исследования показали, что на управляемость автомобиля в основном оказывают влияние низкочастотные колебания (менее *1 Гц*) с большими амплитудами (2–3°). Устранение этих колебаний осуществляется путём снижения скорости. Колебания с высокой частотой (свыше 10 Гц), если их амплитуды не превышают 1,5–2,0°, совершаются в пределах упругости шин и рулевого привода и поглощаются элементами рулевого управления.

Уменьшения колебаний управляемых колес добиваются устранением приведённых выше возмущающих воздействий, а также повышением сил сопротивления колебаниям колес.

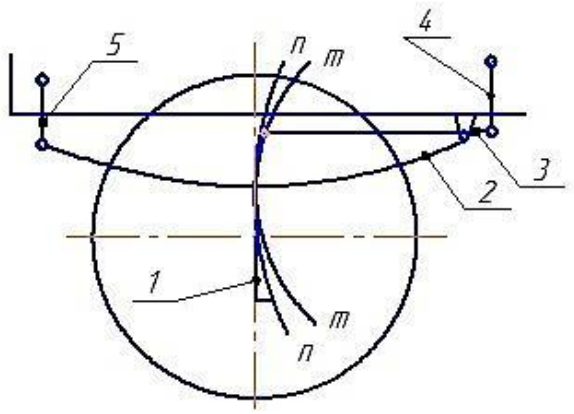
Устранение гироскопического момента обеспечивается применением независимых подвесок, при которых вертикальные перемещения управляемых колес не сопровождаются изменением плоскости их вращения. Для устранения неуравновешенности колес их балансируют. При этом чем быстроходнее автомобиль, тем тщательнее должна быть балансировка управляемых колёс.

Соответствие направляющих устройств подвески и рулевого привода управляемых колёс обеспечивается по возможности более близким совмещением их центров колебаний. Для этого передний конец рессоры соединяется с рамой серьгой, а задний конец рессоры соединяют простым неподвижным шарниром. Некоторые фирмы рулевой привод располагают перед передней осью (рисунок 12.4).

Устранение резонансных режимов в системе управляемых колес подвески автомобиля достигается соответствующим выбором жёсткости рулевого привода.

Сопротивление отклонению управляемых колес от нейтрального положения создается их стабилизацией и трением в элементах подвески и рулевого управления. При наличии системы стабилизации управляемых колёс не

только уменьшаются их автоколебания, но и в значительной мере разгружаются детали рулевого управления, облегчается управление автомобилем.



1 – мост передний; 2 – рессора; 3 – тяга рулевая;
4 – подвижная ось рулевой тяги; 5 – подвижная ось рессоры
Рисунок 12.4 – Кинематика деталей рулевого привода
при расположении серьги рессоры спереди

12.3 Общие понятия о стабилизации управляемых колес

Под стабилизацией управляемых колес понимается их свойство сохранять нейтральное положение (занимаемое ими при прямолинейном движении) и автоматически в него возвращаться.

В качестве показателей стабилизации управляемых колес служат стабилизирующий момент и угловая скорость поворота рулевого колеса при возвращении его в нейтральное положение. Стабилизирующий момент обеспечивается за счёт продольного и поперечного наклона шкворней, развала и схождения управляемых колес, применения эластичных шин.

Рассмотрим силы, действующие на управляемые колёса при повороте автомобиля (рисунок 12.5).

Моменты продольных реакций дороги R_{XB} и R_{XH} относительно точек A_b и A_H направлены в разные стороны и частично уравновешиваются. Частично уравновешиваются и моменты составляющих вертикальных реакций $R_{zb}tg\alpha_ш$ и $R_{zн}tg\alpha_ш$.

Из-за небольших значений угла $\alpha_ш$, образованного осью шкворня с вертикалью, влияние моментов этих сил на стабилизацию незначительно.

Моменты поперечных реакций дороги R_{yb} и $R_{yн}$ направлены в одну сторону. Суммируясь, эти моменты оказывают наибольшее влияние на стабилизацию управляемых колес.

При качении с уводом на управляемое колесо действуют также моменты M_x и M_y, результирующие продольных R_x и поперечных R_y реакций, действующих в зоне контакта.

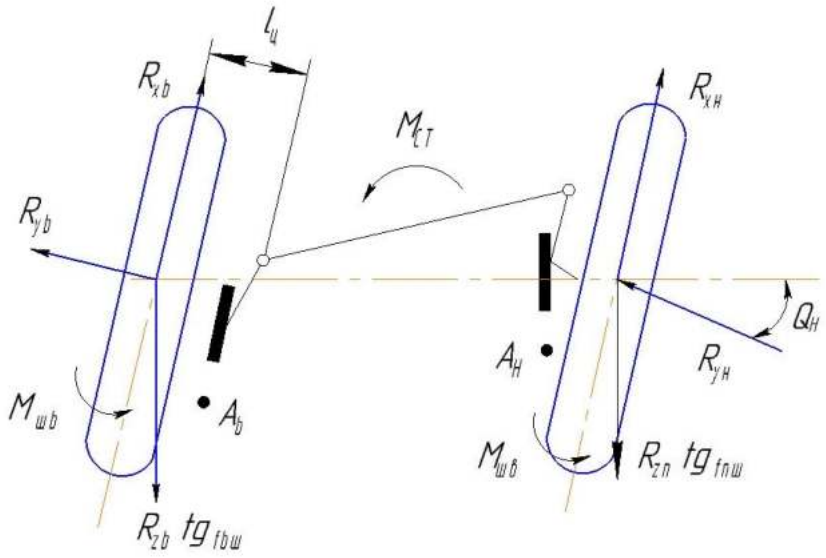


Рисунок 12.5 – Силы и моменты, действующие при повороте управляемых колес

Здесь A_b, A_H – точки пересечения осей шкворней с поверхностью дороги;

R_{Xb}, R_{XH} – продольные реакции в зоне контактакта внутреннего и наружного колёс.

$$M_x = R_x \cdot b_ш, \tag{12.2}$$

$$M_y = R_y \cdot c_ш, \tag{12.3}$$

где $b_ш$, $c_ш$ – соответственно смещения продольной и поперечной реакций относительно центра контакта.

Сумма моментов M_x и M_y представляет собой стабилизирующий момент шины $M_ш$.

Сумма всех моментов, действующих на управляемые колеса, создаёт стабилизирующий момент M_{cm}, приведенный к рычагу поворотного кулака. На поворотный кулак действует также момент M_{py} сил сопротивления в рулевом управлении. При входе в поворот водитель должен создать момент, превышающий суммарный момент $M_{cm} + M_{py}$. Поэтому стабилизирующий момент M_{cm} не должен быть слишком большим. При выходе из поворота управляемые колеса под действием разности стабилизирующего момента и момента сопротивления $M_{cm} - M_{py}$ будут стремиться возвратиться в нейтральное положение. При равенствк моментов $M_{cm} = M_{py}$ возвращение колес в нейтральной положение прекращается. При этом управляемые колёса могут быть ещё повернуты на некоторый угол.

12.4 Факторы, влияющие на стабилизацию управляемых колес

12.4.1 Влияние боковой упругости шин на стабилизацию управляемых колес

Под действием боковой силы P_y контактный отпечаток шины поворачивается относительно плоскости вращения колеса на угол бокового увода $\delta_{ув}$. Поэтому в передней части контакта элементы шины, входящие в контакт, менее деформированы в поперечном направлении, чем элементы шины, выходящие из контакта.

При малых боковых силах P_y поперечные реакции в передней части контакта меньше, чем в задней и эпюра элементарных поперечных реакций в зоне контакта имеет форму, близкую к треугольной. Вследствие этого, равнодействующая боковая реакция R_y будет смещена назад на расстояние «$c_ш$», что создает стабилизирующий момент (рисунок 12.6). Повышение стабилизирующего момента по мере увеличения угла бокового увода $\delta_{ув}$ будет происходить до тех пор, пока силы в задней зоне контакта не достигнут максимальной силы сцепления и не начнется в зоне контакта проскальзывание, сопровождающееся уменьшением стабилизирующего эффекта.

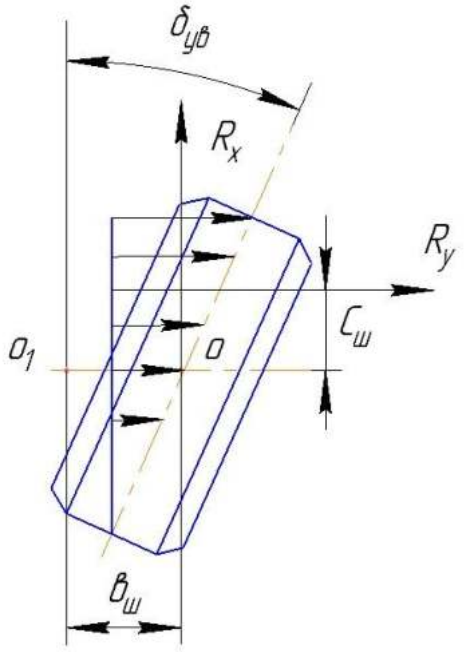


Рисунок 12.6 – Эпюры элементарных боковых реакций при качении колеса с боковым уводом

Зависимость стабилизирующего момента шины $M_ш$ от угла бокового увода колеса $\delta_{ув}$ приведена на рисунке 12.7.

С возрастанием угла бокового $\delta_{ув}$ увода стабилизирующий момент вначале увеличивается, а затем, достигнув своего максимального значения, уменьшается. Такое изменение кривой стабилизирующего момента объясня-

ется тем, что возрастание угла бокового увода $\delta_{ув}$ связано, с одной стороны, с увеличением поперечной реакции R_y и её стабилизирующего момента $R_y \cdot c_ш$. С другой стороны, с увеличением угла бокового увода увеличивается сила сопротивления качению R_x и её поперечное смещение относительно центра контакта шины $b_ш$. Моменты $R_y \cdot c_ш$ и $R_x \cdot b_ш$ направлены в разные стороны, что уменьшает стабилизирующий момент шины $M_ш$.

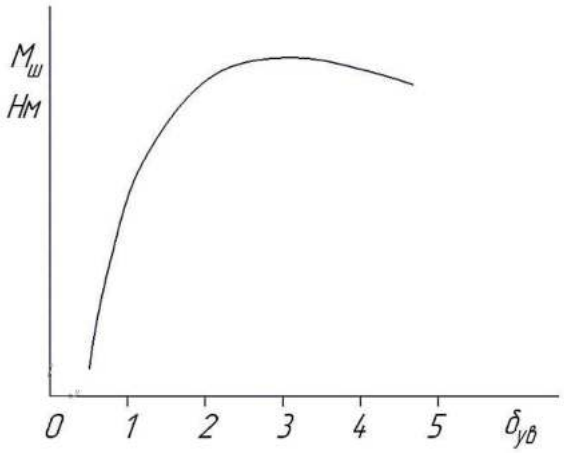


Рисунок 12.7 – Зависимость стабилизирующего момента от бокового увода шины

С уменьшением боковой жесткости шин стабилизирующий момент шин $M_ш$ возрастает. Однако под действием боковых сил при прямолинейном движении наличие боковой упругости шин обуславливает появление дестабилизирующего момента, стремящегося вывести управляемые колеса из нейтрального положения. Данное обстоятельство существенно затрудняет работу водителя.

12.4.2 Влияние наклона шкворня поворотной цапфы в поперечной и продольной плоскостях на стабилизацию управляемых колёс

Для стабилизации управляемых колес используют вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось и боковые реакции опорной поверхности на управляемые колёса, возникающие под действием центробежных сил.

Для использования веса автомобиля в качестве стабилизирующего фактора шкворень поворотного кулака наклоняют в поперечной плоскости на угол α (рисунок 12.8). При такой установке, при выводе из нейтрального положения, колесо, стремясь обкатываться вокруг шкворня, должно было бы опускаться. Однако на твердой опорной поверхности поворот колеса сопровождается подъёмом его оси вместе с передним мостом автомобиля. Это создаёт стабилизирующий эффект, так как масса переднего моста будет стремиться вернуть колеса в нейтральное положение, при котором центр тяжести занимает самое нижнее устойчивое положение.

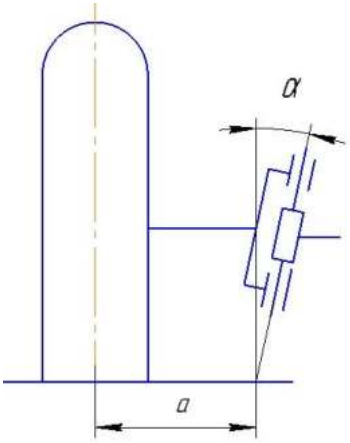


Рисунок 12.8 – Установка шкворня с поперечным наклоном

Стабилизирующий момент будет зависеть от нормальных реакций на управляемые колёса, а также от угла поперечного наклона шкворня «α», плеча обкатки «a», угла поворота управляемых колёс и других факторов, определяющих работу, затраченную на вывод колёс из нейтрального положения.

Для использования в качестве стабилизирующего фактора боковых реакций опорной поверхности шкворень наклоняют в продольной плоскости на угол «β» (рисунок 12.9) или выносят его вперед на величину плеча «b_β» (рисунок 12.10).

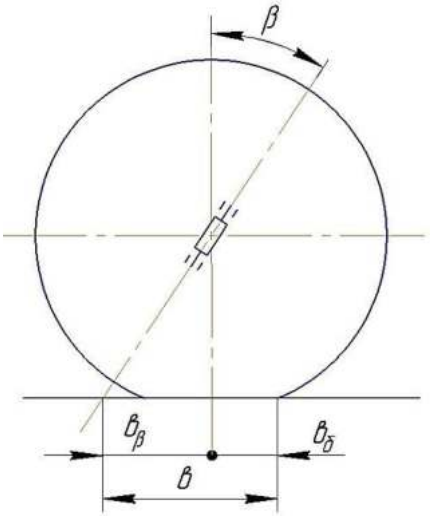


Рисунок 12.9 – Установка шкворня с продольным наклоном

Если боковая реакция Z приложена в точке, лежащей на одной вертикали с центром колеса, то при наличии плеча b_β, обусловленного или наклоном шкворня или выносом его вперед, то появится стабилизирующий момент. При этом плечо b, на котором действует боковая реакция «Z» относительно шкворня, складывается из расстояния «b_β», вызванного продольным наклоном шкворня и смещения боковой реакции на величину «b_δ», обусловленного боковым уводом шин.

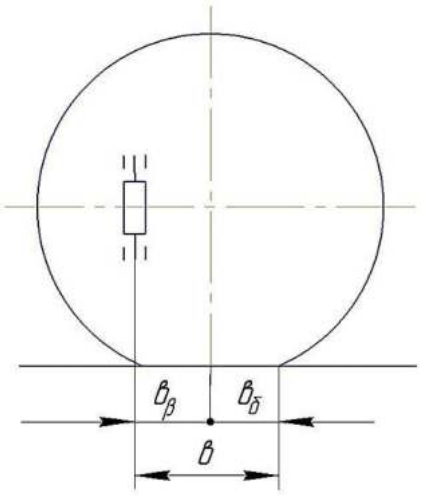


Рисунок 12.10 – Установка шкворня с выносом вперёд по ходу движения

Расстояние «b» называется плечом устойчивости. Величина стабилизирующего момента от боковой реакции определяется зависимостью

$$M = b \cdot Z . \qquad (12.4)$$

Таким образом, величина стабилизирующего момента, создаваемого боковыми реакциями, зависит от центробежной силы P_τ, приходящейся на управляемые колеса, угла наклона шкворня в продольной плоскости β и боковой упругости шин.

12.4.3 Влияние развала и схождения управляемых колес на их стабилизацию

Стабилизация управляемых колес связана с углами развала и схождения. Управляемые колёса устанавливают с развалом для того, чтобы деформации в системе передней подвески, а также зазоры в деталях поворотных цапф, увеличивающиеся по мере износа, не привели бы к наклону колес в обратную сторону. Кроме того, при наличии угла развала «γ» (рисунок 12.11) возникает осевая сила, удерживающая ступицу колеса на его оси, а также уменьшается плечо обкатки «a».

В результате этого существенно снижаются моменты, стремящиеся повернуть колёса вокруг их шкворней, достигающие больших значений при торможении транспортного средства.

Если разворачивающие моменты на правом и левом колесах одинаковы, то они только нагружают детали рулевого привода. При их неравенстве они могут вызывать поворот колес, а при торможении – отклонение транспортного средства от заданного направления движения.

Кроме этого, при уменьшении плеча обкатки снижается усилие на рулевом колесе, необходимое для поворота автомобиля. Однако при чрезмерном уменьшении плеча обкатки при повороте вокруг шкворней колёса будут проскальзывать в зоне контакта, что приведёт к увеличению сопротивления качению и повышенному износу шин.

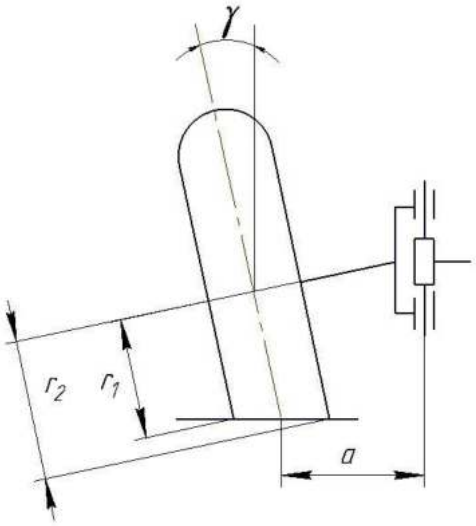


Рисунок 12.11 – Схема установки управляемого колеса с развалом

Прямолинейное качение наклонённого колеса сопровождается циркуляцией паразитной мощности между отдельными сечениями шины, имеющими различные радиусы качения.

В результате этого эпюра продольных элементарных касательных реакций, действующих в контакте, становится асимметричной.

Для ведомого колеса это приводит к увеличению отрицательной результирующей касательной реакции в зоне контакта на величину X_γ, а при переносе её к продольной оси отпечатка и к появлению момента $M\gamma$ (рисунок 12.12), нагружающего рулевой привод.

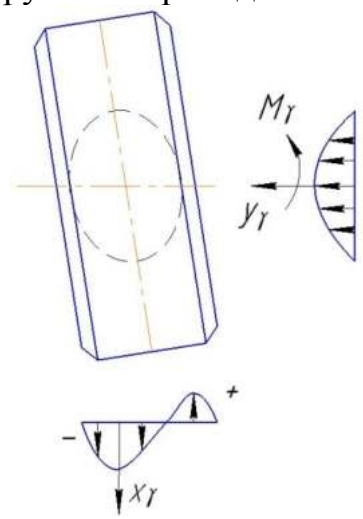


Рисунок 12.12 – Эпюры элементарных боковых и продольных реакций, действующих в зоне контакта колеса, установленного с развалом

Каждая точка контакта наклонённого колеса перемещается по дуге окружности, центр которой находится в точке пересечения оси колеса с опорной поверхностью. Однако при наличии достаточного сцепления шин с опорным основанием точки контакта не могут перемещаться вбок, вследствие чего возникнут боковые деформации и соответствующие элементарные боковые реакции, направленные в сторону наклона колеса. Возникающие бо-

ковые реакции уменьшаются горизонтальной составляющей реакции от нормальной нагрузки на колесо и дают равнодействующую боковую силу $У_\gamma$, а при несимметричной эпюре и момент, суммирующийся с $М_\gamma$. Все эти дополнительные силы и моменты в контакте колес, установленных с развалом, повышают сопротивление качению, увеличивают износ шин.

С целью уменьшения напряжённости в зоне контакта, управляемым колесам, устанавливаемым с развалом, придается схождение в горизонтальной плоскости. В результате этого колёса катятся с боковым уводом, угол которого равен углу схождения δ (рисунок 12.13).

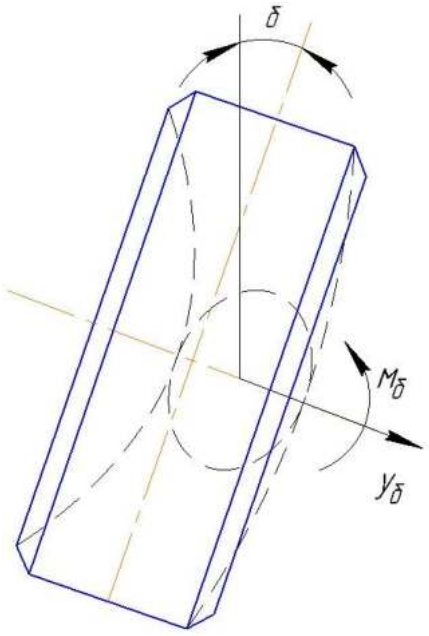


Рисунок 12.13 – Силы и моменты, действующие на колесо, установленное со схождением

Реактивное воздействие на шину характеризуется боковой силой $У_\delta$, перпендикулярной плоскости вращения колеса, и моментом $М_\delta$, образующимся при переносе силы $У_\delta$ к центру контакта. Таким образом, результирующая напряженность в зоне пятна контакта, вызванная развалом и схождением колес, характеризуется взаимодействием сил и моментов $У_\gamma$, $У_\delta$, $М_\gamma$, $М_\delta$.

Боковые реакции $У_\gamma$ и $У\delta$, направленные перпендикулярно к колесу в разные стороны, в зависимости от соотношений между углами развала γ и схода δ, в той или иной мере взаимно нейтрализуются.

Зависимости поперечных сил при развале и различных углах схождения колёс представлены на рисунке 12.14.

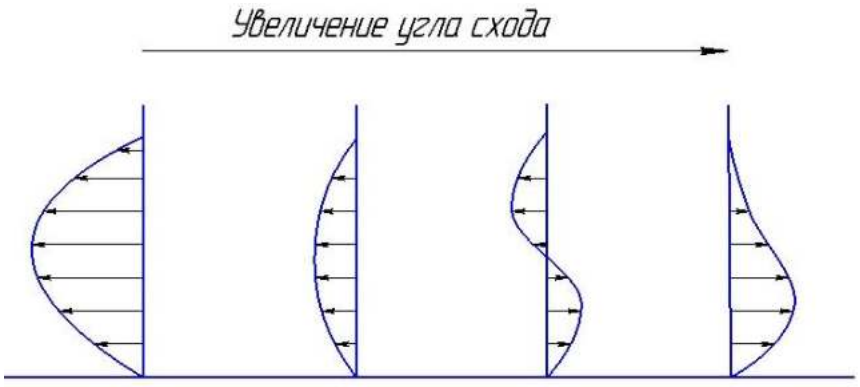


Рисунок 12.14 – Зависимость результирующих элементарных боковых реакций на управляемое колесо от угла схождения

Как видно из рисунка 12.14, минимальные значения поперечных сил в контакте достигаются при одном определённом значении угла схождения.

Таким образом, каждому углу развала соответствует определённый наивыгоднейший угол схождения, при котором напряжённость в контакте и сопротивление движению будут минимальными. Исследования показывают, что оптимальный угол схождения управляемых колёс автомобиля составляет 15–20% от угла развала.

Следует отметить, что углы схождения и развала в современном автомобилестроении непрерывно уменьшаются, так как даже в случае наивыгоднейшего соотношения между ними сопротивление качению и износ выше, чем у колёс, установленных строго вертикально.

12.5 Оценочные показатели стабилизации управляемых колёс

Движение автомобиля по дорогам с неровным покрытием сопровождается значительными внешними силами, воздействующими на управляемые колёса. Так, если при движении автомобиля по дорогам с качественным асфальтобетонным покрытием возмущающие усилия, приведенные к продольной тяге рулевого управления, составляют 1,1–2,0 кН, то при движении по дорогам с ровным булыжным покрытием эти усилия составляют 4,0–4,6 кН.

Внешние воздействия вызывают случайные неуправляемые повороты колёс относительно осей шкворней в пределах зазоров в сочленениях и упругих деформаций тяг рулевого привода. Углы поворота управляемых колес под воздействием возмущающих сил суммируются с углами поворота, обусловленными кинематикой рулевого привода и направляющих устройств подвески, а также углами, связанными с кренами кузова и случайными вертикальными колебаниями неподрессоренных масс. Всё это в совокупности увеличивает вероятность отклонений автомобиля от заданной траектории и снижает устойчивость движения автомобиля. Затруднение управлением автомобилем ухудшает условия работы водителя и снижает безопасность движения.

Для автомобилей повышенной проходимости возможны случаи движения по дорогам с покрытием, обладающим низкими сцепными свойствами. В этих условиях возможна потеря водителем информации об угловом положении управляемых колес и, соответственно, потеря автомобилем управляемости. Установка управляемых колес в нейтральное положение может быть затруднена из-за отсутствия стабилизирующего момента шин, незначительной связью направления движения автомобиля и угла поворота управляемых колес. Маневренность автомобиля возрастает, а нагрузка на водителя уменьшается при автоматизации процесса выхода автомобиля из поворота.

Таким образом, стабилизация управляемых колёс значительно повышает управляемость, устойчивость, маневренные возможности автомобилей и, соответственно, безопасность дорожного движения.

Помимо ранее рассмотренных факторов, на стабилизацию управляемых колес огромное влияние оказывают конструкция и выходные характеристики основных элементов рулевого управления.

Для оценки уровня стабилизации управляемых колес и определения влияния на нее конструкции рулевого управления используется несколько показателей для различных режимов движения автомобиля. К ним относятся:

– поворот автомобиля с установившейся скорость V;

– выход из поворота с незакрепленным рулевым колесом;

– условное прямолинейное движение по заданному микропрофилю дороги.

В режиме установившегося поворота стабилизацию управляемых колес оценивают зависимостью усилия P_Ω или момента M_Ω на рулевом колесе, который необходим для его удержания от бокового движения.

В соответствии с требованиями ГОСТ 33997-2016 рекомендуемые значения усилия на рулевом колесе должны находиться в пределах 60–120 Н при боковом ускорении J_y = 4 м/с^2 и скоростях движения соответственно V = 11,1 м/с и 22,2 м/с.

В процессе выхода автомобиля из поворота (при освобождении рулевого колеса) стабилизация управляемых колёс и динамика движения автомобиля оценивается следующими показателями:

– зависимостью $J_y = f(t)$, запаздыванием реакции автомобиля и временем переходного процесса;

– зависимостью $\gamma = f(t)$, или $\gamma = f(\gamma(t)/\gamma_{yc})$;

– зависимостью $\alpha = f(t)$, а также средней угловой скоростью поворота рулевого колеса $\dot{\alpha}_{cp}$,

где α – угол поворота рулевого колеса;

γ_{yc} – угловая скорость автомобиля в установившемся повороте.

График функции $\gamma = f(t)$ при скоростях движения 11,1 и 22,2 м/с и ускорении J_y =4 м/с^2 не должен выходить за пределы допускаемых зон (рисунок 12.15).

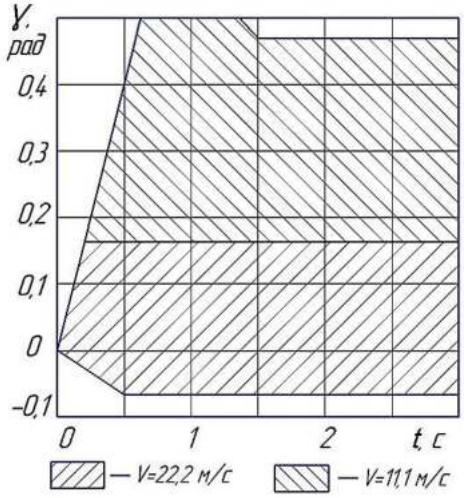


Рисунок 12.15 – Допускаемые зоны изменения курсового угла γ при выходе автомобиля из поворота при отпущенном рулевом колесе

За нулевое значение γ принят курсовой угол в момент освобождения рулевого колеса при боковом установившемся ускорении J_y = 4 м/с^2. При скорости движения V = 22,2 м/с рекомендуемая длительность переходного процесса t не должна превышать 4 с, степень демпфирования не менее 40%, угол стабилизации ± 0,087 рад. Перерегулирование курсового угла γ должно быть не более 8%.

При скорости движения автомобиля V = 22,2 м/с и боковом ускорении J_y = 4 м/с^2 угловое ускорение $\dot{\alpha}_{cp}$ не должно превышать 8–10 рад/с^2 из-за возможного ощущения водителем потери управляемости автомобиля. Нежелательны также и заниженные значения углового ускорения $\dot{\alpha}_{cp}$.

Для оценки стабилизации управляемых колёс при прямолинейном движении автомобиля с различными скоростями используют следующие показатели:

– амплитуду отклонения колес, A;

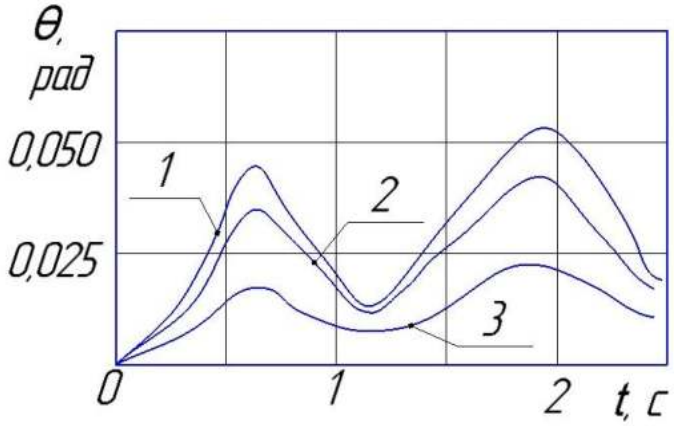
– уровень демпфирования затухающих колебаний «K» и параметры установившихся автоколебаний колес.

– изменение курсового угла γ, максимальное значение угловой скорости ω и бокового смещения автомобиля при переезде несимметричной неровности колёсами одного борта;

– углы произвольных поворотов рулевого колеса θ и усилия на нем при переезде искусственной неровности или при движении по дорогам с реальным микропрофилем.

При недостаточном демпфировании колебаний самоустанавливающихся колёс уже при скорости V = 14 м/с существует большая вероятность возникновения автоколебаний с предельно-максимальной амплитудой, определяемой ограничителями углов поворота управляемых колес.

Величина угла поворота рулевого колеса θ и усилия на рулевом колесе при действии возмущений на управляемые колёса зависят от воздействия водителя на рулевое колесо. Так, при переезде колёсами правого борта автомобиля с формулой рулевого управления *12-00* единичной неровности, амплитуды «A» отклонений управляемых колёс первой оси при снятии усилия водителем с рулевом колесе возрастают в 2–2,7 раза (рисунок 12.16).



1 – θ =25Н; 2 – θ =50 Н; 3 – θ =75 Н

Рисунок 12.16 – Зависимость угла поворота управляемого колеса от времени колебаний

Последующее возрастание угла поворота рулевого колеса θ вызвано воздействием неровности на управляемые колёса второй оси. Поэтому наиболее информативным способом оценивания стабилизации колес следует считать метод оценки без учета влияния водителя: с закрепленным или освобожденным рулевым колесом.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие причины вызывают колебания управляемых колес?
2. За счёт чего добиваются уменьшения колебаний управляемых колес?
3. Что понимают под стабилизацией управляемых колес?
4. Какие факторы оказывают влияние на стабилизацию управляемых колес?
5. Какое влияние оказывает боковой увод шин на стабилизацию управляемых колёс?
6. Для чего шкворень поворотной цапфы наклоняют в поперечной и продольной плоскостях?
7. Для чего управляемые колёса устанавливают с развалом?
8. Для чего управляемые колёса устанавливают со схождением?
9. Какие показатели используются для оценки стабилизации управляемых колёс?

13 ПЛАВНОСТЬ ХОДА

13.1 Основные понятия о колебаниях и плавности хода автомобиля

Понятие плавности хода связано с колебаниями подрессоренных и неподрессоренных масс автомобиля при движении по дороге. Интенсивность колебаний определяется конструктивными параметрами компоновочной схемы автомобиля, типом и состоянием первичной системы подрессоривания, характеристикой опорной поверхности, скоростью движения. Из конструктивных параметров наибольшее влияние на плавность хода оказывает упруго-демпфирующая характеристика первичной системы подрессоривания, определяющая способности автомобиля к гашению колебаний.

Для оценки колебательного процесса в технической механике наиболее часто используют семь основных показателей.

1. Период колебаний T – время, в течение которого кузов совершает полное колебательное движение.

2. Частота колебаний ν – число колебаний в единицу времени.

$$\nu = 1/T. \tag{13.1}$$

Различают собственно частоту колебаний ν (Гц) и угловую частоту ω, связанные зависимостью

$$\omega = 2\pi \cdot \nu. \tag{13.2}$$

На практике частоту колебаний могут измерять числом колебаний за одну минуту:

$$n = \frac{60}{T} = \frac{60 \cdot \omega}{2\pi} = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}, \tag{13.3}$$

где c – жесткость упругого элемента подвески;

m – масса колеблющегося тела.

Так как $c = \dfrac{G_k}{f_o}$, $\quad m = G_k / g$, то

$$n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g}{f_o}}, \tag{13.4}$$

где f_o – статический прогиб упругого элемента подвески;

G_k – нормальная нагрузка на ось колеса.

3. Амплитуда колебаний A – наибольшее отклонение колеблющегося тела от положения равновесия, м.

4. Скорость колебаний ν – первая производная перемещения по времени, м/с.

5. Ускорение колебаний j_a – вторая производная перемещения по времени, м/с^2.

6. Скорость нарастания ускорений $\ddot{a}$ – третья производная перемещения по времени, м/с^3.

7. Дисперсия (среднее квадратичное σ_i ускорение колебаний).

В практике оценки общей интенсивности колебательного процесса наиболее широко применяется дисперсия ускорения, являющаяся интегральным показателем и учитывающая весь спектр воздействующих колебаний.

Являясь хорошо определяемой величиной, дисперсия позволяет сравнительными испытаниями или расчетами оценить влияние на её величину, конструкции автомобиля и первичной системы подрессоривая.

Условно все колебания делят на низкочастотные (до 15–18 Гц) и высокочастотные (свыше 18 Гц). Основными причинами колебаний являются внешние воздействия со стороны опорного основания (главным образом неровности) и внутренние воздействия со стороны неуравновешенных или неравномерно движущихся масс, плохо закрепленных узлов и агрегатов.

Из внешних причин наибольшее влияние оказывают неровности пути, которые могут быть эпизодическими (единичные) и повторяющимися. Характер неровностей зависит от типа опорного основания и качества покрытия. При этом выделяют микронеровности с высотой h = 3–5 мм и длиной L = 8–10 см, а также макронеровности с высотой h = 10–12 см и длиной L = 5–8 м.

Высокочастотные колебания возбуждаются главным образом под влиянием внутренних причин.

С конструкторской точки зрения под плавностью хода понимается способность автомобиля к поглощению различных толчкой, ударов и вибраций.

С физиологической точки зрения под плавностью хода понимается способность автомобиля обеспечивать требуемый уровень вибронагруженности водителя, пассажиров и грузов.

Нормы вибронагруженности операторов транспортных и технологических машин устанавливаются требованиями санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.566-96 и принимаются такими, чтобы на дорогах, на которых предполагается эксплуатация автомобиля, колебания не вызывали неприятных ощущений и быстрой утомляемости водителя и пассажиров.

Колебания, возникающие при движении автомобиля, оказывают влияние не только на вибронагруженность водителя и пассажиров, но и на целый ряд его эксплуатационных свойств, таких как устойчивость, нормативный пробег, путевой расход топлива, себестоимость перевозок.

Зависит плавность хода от характера и величины возмущающих сил, от общей компоновки автомобиля и конструкции первичной системы подрессоривания.

13.2 Характеристики неровностей опорной поверхности

Основным фактором вынужденных колебаний автомобиля являются неровности дороги, которые делятся на эпизодические и повторяющиеся.

Повторяющиеся неровности можно представить в виде простой модели – волнистой линии, изменение ординат поверхности которой в функции от перемещения можно представить в виде косинусоиды (рисунок 13.1).

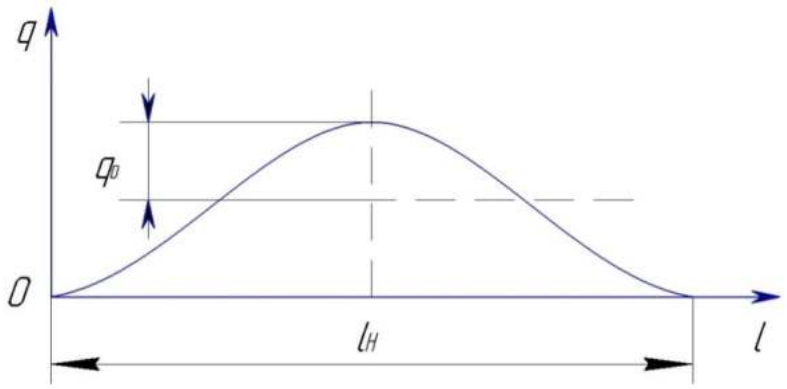


Рисунок 13.1 – Косинусоидальная неровность опорной поверхности

В этом случае уравнение неровности можно записать в виде

$$q(l) = q_o(1 - cos(2\pi \cdot \lambda \cdot l), \tag{13.5}$$

где q_o – наибольшее отклонение поверхности дороги от средней линии;

λ – циклическая частота;

l – путь, проходимый автомобилем.

Под циклической частотой принимается количество неровностей на участке длиной один метр.

$$\lambda = \frac{1}{l_H}. \tag{13.6}$$

С учётом равенства (13.6) получим

$$q(l) = q_o\left(1 - cos\left(\frac{2\pi \cdot l}{l_H}\right)\right). \tag{13.7}$$

При исследованиях микропрофиля опорной поверхности часто используется круговая (путевая) частота, определяемая из выражения

$$\lambda_S = \frac{2\pi}{l_H} = 2\pi \cdot \lambda. \tag{13.8}$$

Переход от описания неровности опорной поверхности к её воздействию на колёсный движитель производится для постоянной скорости движения автомобиля.

$$l = v_a \cdot t, \tag{13.9}$$

где v_a – скорость движения автомобиля.

При таком допущении уравнение воздействия неровностей на автомобиль может быть записано в следующем виде:

$$q(v_a, t) = q_o \cdot (1 - cos(v \cdot t)), \tag{13.10}$$

где v – частота возмущающих воздействий.

$$v = \frac{2\pi \cdot v_a}{l_н}. \tag{13.11}$$

При постоянной скорости движения связь между путевой частотой λ_s и частотой возмущения ν можно записать в виде

$$v = \lambda_s \cdot v_a. \tag{13.12}$$

На практике неровности носят случайных характер, их высота, протяжённость и форма различны. В этих условиях описать зависимость изменения высоты неровностей q от длины пути l можно только статически-случайной функцией. Особенностью этой функции является невозможность по характеристике неровностей на определённом участке пути рассчитать характеристики других участков. Определённые значения случайной функции $q(l)$ называют её реализацией на i-ом отрезке $q_i(l)$.

Если среднее значение функции $q(l)$ при наблюдении на достаточно большом интервале приблизительно равно среднему значению функции при других наблюдениях, то такая функция называется эргодической. Случайная функция считается стационарной, если на её участках вероятностные характеристики существенно не изменяются.

Для описания опорной поверхности со случайными неровностями используются модели стационарной случайной эргодической функции. Для описания адекватной математической модели дороги используют следующие характеристики: дисперсия ординат; корреляционная функция; спектральная плотность.

Дисперсия D_q ординат – математическое ожидание квадрата центрированной случайной функции.

При осреднении по одной реализации численное значение дисперсии рассчитывается по формуле

$$D_q = lim \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q^2(l)dl \tag{13.13}$$

при $L_q \to \infty$.

Корреляционная функция отражает взаимную связь случайных значений функции на определённой длине участка дороги.

При осреднении случайных значений функции по одной реализации (рисунок 13.2) можно записать:

$$R_q(l_s) \approx \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(l) \cdot q(l + l_s)dl, \tag{13.14}$$

где $q(l), q(l + l_s)$ – значения функции в начале участка;

$q(l + l_s)$ – значения функции в конце участка;

l_s – длина участка.

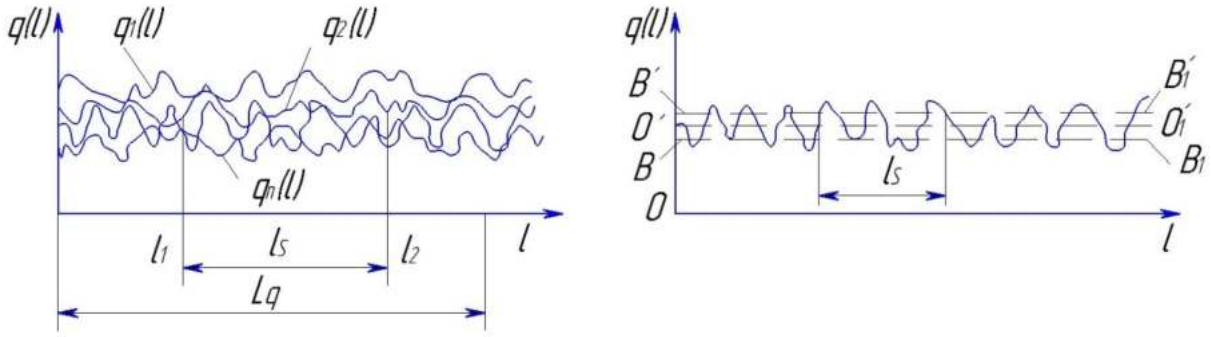


Рисунок 13.2 – Реализация случайной функции $q(l)$ и её центрирование

Спектральная плотность дисперсии $S_d(\lambda_s)$ характеризует преобладающие частоты ν случайного процесса, изменяющиеся во времени. Между собой спектральная плотность $S_d(\lambda_s)$ и корреляционная функция $R_q(l_s)$ связаны преобразованием Фурье, которое можно записать в виде

$$S_q(l_s) = \frac{1}{\pi}\int_0^{\infty} R_q(l_s)\cos\lambda_s l_s dl_s . \qquad (13.15)$$

Реакция автомобиля на внешние воздействия со стороны дороги зависит от соотношения частоты собственных колебаний его подрессоренной массы и частоты возмущающего воздействия. При сближении этих частот возникают резонансные колебания и интенсивность колебаний подрессоренных масс будет максимальной.

При превышении частот собственных колебаний частот возмущающих воздействий в 5–10 раз, перемещения подрессоренной массы будут минимальными. Если частота внешних возмущений будет превышать частоты собственных колебаний подрессоренных масс в 5–10 раз, то перемещение подрессоренных масс будут максимальными. При этом возможны частые «пробои» подвески.

В зависимости от длины и высоты неровностей профиль дороги делят на: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости.

Макропрофиль состоит из длинных плавных неровностей с длиной волны сто и более метров и практически не вызывает колебаний подрессоренных масс автомобиля. Однако макропрофиль оказывает существенное влияние на режим работы двигателя и трансмиссии.

Микропрофиль включает неровности с длиной волны от 10 см до 100 м, оказывающие существенное влияние на колебания подрессоренных масс и неподрессоренных масс автомобиля.

К шероховатостям относят неровности с длиной волны менее 10 см. Шероховатости, как правило, сглаживаются шинами и не вызывают ощутимых колебаний подрессоренных масс автомобиля. Однако шероховатости оказывают существенное влияние на износ шин, коэффициент сцепления шин с дорогой.

При моделировании систем «автомобиль – водитель – дорога» в подавляющем большинстве случаев в качестве возмущающего воздействия на автомобиль используют микропрофиль.

13.3 Силы, действующие на автомобиль как колебательную систему

Рассмотрим случай, когда колебательная система автомобиля имеет две степени свободы и может совершать вертикальные и продольно-угловые колебания. Для упрощения пренебрежём влиянием неподрессоренных масс и сопротивлением, гасящим колебания.

В этом случае колебательную систему автомобиля можно заменить отрезком *AB* (рисунок 13.3), проходящим через центр тяжести O подрессоренного кузова и опирающегося своими крайними точками A и B на передние и задние колёса с приведёнными коэффициентами жёсткости C_n и $C_з$ соответственно.

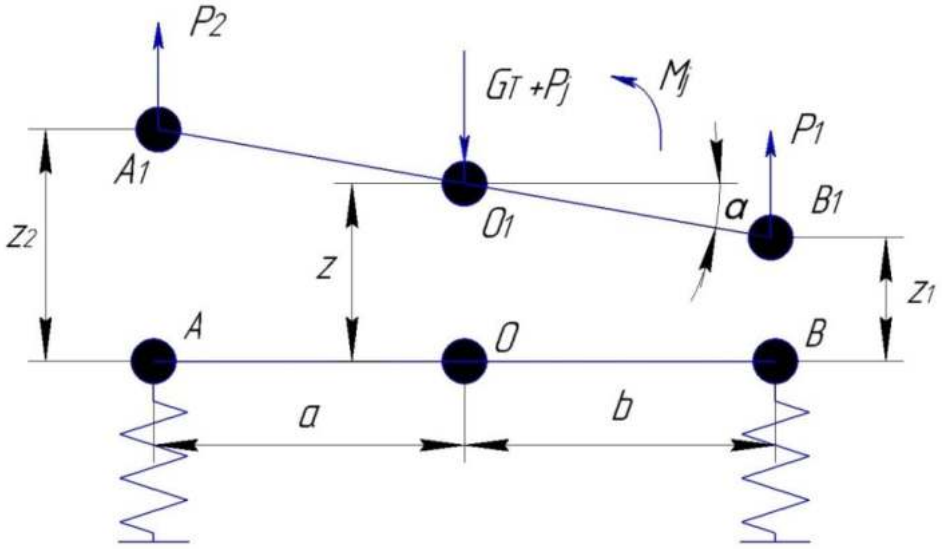


Рисунок 13.3 – Силы, действующие на автомобиль
как колебательную систему

Пусть под воздействием внешних сил отрезок *AB* переместится из нейтрального положения в положение A_1B_1 с поворотом относительно точки *O* на угол α.

В этом случае на данную систему в вертикальной плоскости действуют следующие силы и моменты: сила веса автомобиля G_T, сила инерции P_j.

$$P_j = m_a \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}. \tag{13.16}$$

Сумма сил веса G_T и инерции P_j приложена в центре масс автомобиля (т. O_1).

В точке A_1 приложена сила

$$P_2 = G_2 - C_2 \cdot z_2. \tag{13.17}$$

В точке B_1 приложена сила

$$P_1 = G_1 - C_1 \cdot z_1, \tag{13.18}$$

где G_1, G_2 – соответственно вес, приходящийся на переднюю и заднюю подвеску автомобиля;

z_1, z_2 – вертикальное перемещение переднего и заднего моста соответственно.

Инерционный момент M_j, препятствующий повороту системы относительно точки O, определяют из выражения

$$M_j = m \cdot \rho^2 \cdot \frac{d^2\alpha}{dt^2}, \tag{13.19}$$

где ρ – радиус инерции подрессоренных масс относительно точки O.

Разворачивающий момент $M_p = P_2 \cdot a - P_1 \cdot b$ стремится повернуть систему вокруг горизонтальной оси, проходящей через точку O_1.

Условия равновесия рассматриваемой колебательной системы можно записать в виде

$$\sum У = 0 \qquad G_T + m\frac{d^2z}{dt^2} = P_1 + P_2 = G_1 - C_1 \cdot z_1 + G_2 - C_2 \cdot z_2. \tag{13.20}$$

$$\sum M_o = 0 \qquad m\rho^2 \frac{d^2\alpha}{dt^2} = P_2 \cdot a - P_1 \cdot b = (G_2 - C_2 \cdot z_2) \cdot a - (G_1 - C_1 \cdot z_1)b. \tag{13.21}$$

Так как полный вес автомобиля $G_n = G_1 + G_2$, то можно записать

$$\frac{m \cdot d^2z}{dt^2} + C_1 \cdot z_1 + C_2 \cdot z_2 = 0. \tag{13.22}$$

Из условия равновесия системы $G_2 \cdot a = G_1 \cdot b$, тогда окончательно получим

$$m\rho^2 \frac{d^2\alpha}{dt^2} + C_2 \cdot z_2 \cdot a - C_1 \cdot z_1 \cdot b = 0. \tag{13.23}$$

13.4 Определение собственных частот колебаний подрессоренных масс автомобиля

Вертикальные перемещения подрессоренных масс переднего и заднего мостов связаны с угловыми перемещениями автомобиля.

$$z_1 = z - b \cdot tg\alpha \approx z - b \cdot \alpha. \tag{13.24}$$

$$z_2 = z + a \cdot tg\alpha \approx z + a \cdot \alpha. \tag{13.25}$$

Продифференцировав уравнения (13.24) и (13.25) дважды по времени t, получим:

$$\frac{d^2z_1}{dt^2} = \frac{d^2z}{dt^2} - b\frac{d^2\alpha}{dt^2}; \tag{13.26}$$

$$\frac{d^2 z_2}{dt^2} = \frac{d^2 z}{dt^2} + a\frac{d^2 \alpha}{dt^2}. \qquad (13.27)$$

Подставляя в уравнения (13.26) и (13.27) вместо линейного ускорения $\frac{d^2 z}{dt^2}$ его значение из формулы (13.21), а вместо углового ускорения $\frac{d^2 \alpha}{dt^2}$ его значение из формулы (13.23), будем иметь:

$$m\frac{d^2 z_1}{dt^2} + C_1 \cdot z_1(1 + \frac{b^2}{\rho^2}) + C_2 z_2(1 - \frac{ab}{\rho^2}) = 0; \qquad (13.28)$$

$$m\frac{d^2 z_2}{dt^2} + C_2 \cdot z_2(1 + \frac{a^2}{\rho^2}) + C_1 z_1(1 - \frac{ab}{\rho^2}) = 0. \qquad (13.29)$$

Подставив в уравнение (13.28) значение z_2 из формулы (13.25), а в уравнение (13.29) значение z_1 из уравнения (13.24), получим

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{ab - \rho^2}{a^2 + \rho^2} \cdot \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{C_1(a+b)^2}{m(a^2 + \rho^2)} \cdot z_1 = 0 \\ &\frac{d^2 z_2}{dt^2} + \frac{ab - \rho^2}{b^2 + \rho^2} \cdot \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \frac{C_2(a+b)^2}{m(b^2 + \rho^2)} \cdot z_2 = 0 \end{aligned}\right\}. \qquad (13.30)$$

Как видно из системы уравнений (13.30) в каждое из уравнений входят линейные перемещения z_1 и z_2. Из этого следует, что в общем случае вертикальные колебания передней и задней осей взаимосвязаны и колебания одной из них отражаются на колебаниях другой. Коэффициенты при линейных ускорениях $\frac{d^2 z_2}{dt^2}$ и $\frac{d^2 z_1}{dt^2}$ назовём коэффициентами связи и введём следующие обозначения:

$$\frac{ab - \rho^2}{a^2 + \rho^2} = k_1; \qquad (13.31)$$

$$\frac{ab - \rho^2}{b^2 + \rho^2} = k_2. \qquad (13.32)$$

Коэффициенты перед перемещениями z_1 и z_2 представляют собой квадраты так называемых парциальных угловых частот ω_1 и ω_2 вертикальных колебаний точек A и B.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 \cdot (a+b)^2}{m \cdot (a^2 + \rho^2)}}. \tag{13.33}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{C_2 \cdot (a+b)^2}{m \cdot (b^2 + \rho^2)}}. \tag{13.34}$$

Под парциальной частотой понимается частота, с которой система автомобиля колебалась бы на подвеске A, если бы другая была заменена шарнирной опорой. С учётом уравнений (13.31)–(13.34) система уравнений (13.30) принимает вид

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2 z_1}{dt^2} + k_1 \frac{d^2 z_2}{dt^2} + \omega_1^2 \cdot z_1 = 0 \\ \frac{d^2 z_2}{dt^2} + k_2 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + \omega_2^2 \cdot z_2 = 0 \end{aligned}\right\}. \tag{13.35}$$

Решая систему уравнений (13.35), можно получить значения собственных частот колебаний точек A и B соответственно Ω_1 и Ω_2. Существенное влияние на колебания автомобиля оказывает распределение его подрессоренных масс, характеризуемое коэффициентом распределения масс

$$\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b}. \tag{13.36}$$

При $\varepsilon = 1{,}0$ коэффициенты k_1 и k_2 равны нулю, а собственные частоты равны парциальным частотам: $\Omega_1 = \omega_1$, $\Omega_2 = \omega_2$.

Тогда

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{C_1 (a+b)^2}{m(a^2 + \rho^2)}} = \sqrt{\frac{C \cdot g}{G_1}} = \sqrt{\frac{g}{f_1}}. \tag{13.37}$$

Соответственно

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g}{f_2}}. \tag{13.38}$$

Таким образом, собственные частоты колебаний переднего и заднего мостов зависят от статического прогиба упругих элементов подвески.

13.5 Эквивалентная колебательная система автомобиля

Кузов автомобиля, как колебательная система, имеет шесть степеней свободы и может совершать шесть различных типов колебаний. Линейные колебания S_X, S_Y, S_Z соответственно вдоль осей *X,Y,Z* (рисунок 13.4).

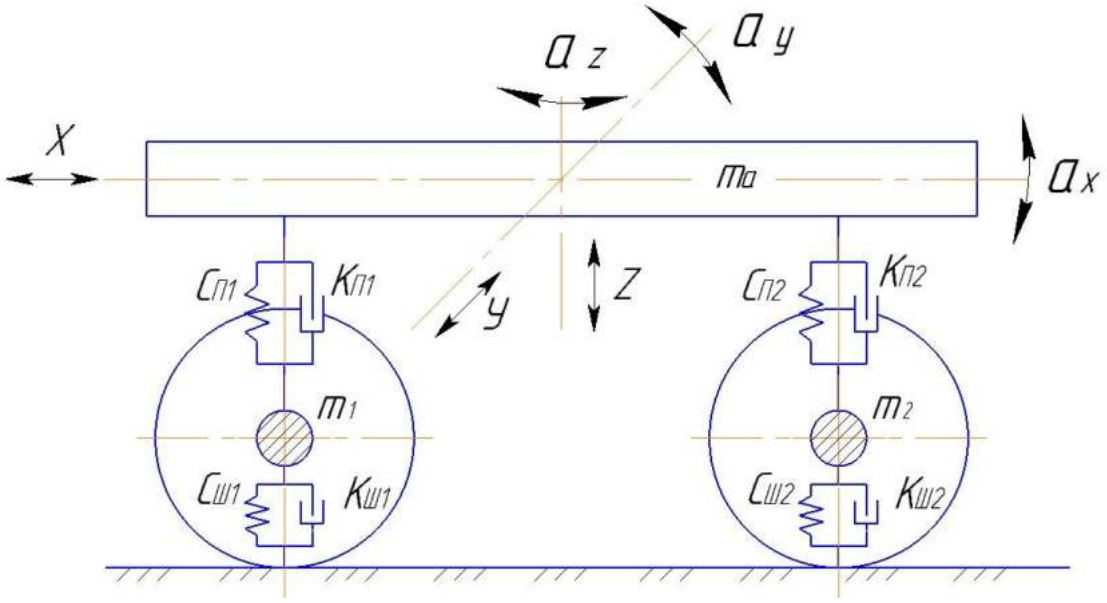


Рисунок 13.4 – Эквивалентная колебательная система автомобиля

В практике эксплуатации автомобилей эти колебания получили название: S_X – подергивание; S_Y – шатания; S_Z – подпрыгивание.

Угловые перемещения вокруг этих осей α_x, α_y, α_z, получившие соответственно названия: α_x – покачивание; α_y – галопирование; α_Z – виляние.

В общем случае колебательная система включает массы, испытывающие колебания; упругие элементы, воспринимающие и смягчающие возникающие толчки; сопротивления, препятствующие колебаниям.

Массы, составляющие автомобиль, делят на подрессоренные m_a и неподрессоренные $(m_1 + m_2)$.

Отношение подрессоренных масс к неподрессоренным называется коэффициентом подрессоривания κ_n.

$$\kappa_n = \frac{m}{m_1 + m_2}. \qquad (13.39)$$

Значение коэффициента подрессориваия κ_n зависит от типа подвески и составляет для легковых автомобилей 6,5–7,5, для грузовых автомобилей 4,0–5,0.

Снижение неподрессоренных масс уменьшает силу толчков, передаваемых ими подрессоренным массам. Увеличение подрессоренных масс уменьшает их чувствительность к указанным толчкам.

Колебательная система автомобиля включает четыре упругих элемента: передняя и задняя подвески с жесткостью c_{y1} и c_{y2} соответственно, передние и задние шины с жёсткостью соответственно $c_{ш1}$ и $c_{ш2}$.

Приведенный коэффициент жесткости определяют из условия равенства суммарного прогиба f_n, равного сумме прогибов шины $f_ш$ и подвески $f_ш$.

$$f_n = f_y + f_ш = \frac{Q}{C_y} + \frac{Q}{C_ш}. \tag{13.40}$$

$$C_n = \frac{Q}{f_n} = \frac{Q}{\frac{Q}{C_y} + \frac{Q}{C_ш}} = \frac{C_y \cdot C_ш}{C_y + C_ш}. \tag{13.41}$$

В качестве гасителей колебаний в колебательную систему включают амортизаторы и шины, обозначенные соответственно K_n и $K_ш$.

Сопротивление амортизаторов пропорционально скорости перемещения штока и зависит от конструкции амортизатора и вязкости рабочей жидкости.

Демпфирующие свойства шин обусловлены наличием у них внутреннего механического и молекулярного трения.

13.6 Центр упругости колебательной системы автомобиля

Исследование динамических систем с шестью степенями свободы является трудоёмким процессом и зачастую не даёт требуемой точности полученных решений. Поэтому при расчете первичных систем подрессоривания рассматривают два вида колебаний – линейные вдоль вертикальной оси Z и угловые относительно поперечной оси $y-y$. Для плавности хода эти колебания имеют первостепенное значение, так как вызывают у человека наиболее болезненные ощущения, обусловленные у первых большой амплитудой, у вторых плохо переносимой направленностью. Для устранения угловых колебаний относительно поперечной оси введено понятие центра упругости колебательной системы.

Центром упругости называют точку, при приложении к которой внешней возмущающей силы колебательная система совершает только линейное перемещение.

Для определения положения центра упругости *ЦУ* рассмотрим стержень, опирающийся на упругие элементы подвески (рисунок 13.5).

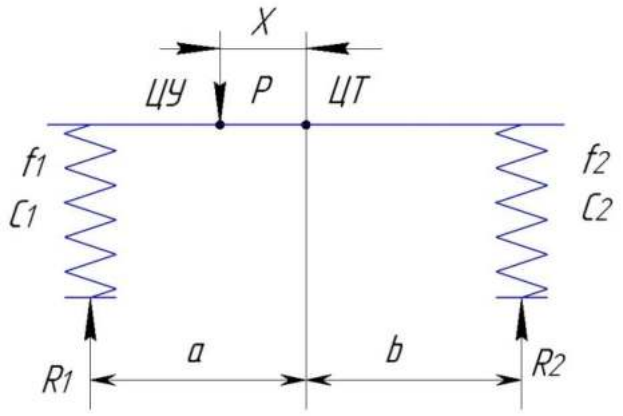


Рисунок 13.5 – Схема к определению положения центра упругости колебательной системы

Если возмущающая сила приложена не к центру упругости (*ЦУ*), а в другой точке, то наряду с линейным возникает и угловое перемещение стержня и $f_1 \neq f_2$.

Определим положение центра упругости *ЦУ* и условия равновесия системы.

$$R_1 \cdot a - P \cdot X - R_2 \cdot b = 0, \tag{13.42}$$

где R_1, R_2 – нормальные реакции опор;

a,b – расстояние от опор до центра тяжести.

Из уравнения (13.42)

$$X = \frac{R_1 \cdot a - R_2 \cdot b}{P}. \tag{13.43}$$

Заменим реакции опор через деформации f упругих элементов.

$$R_1 = C_1 \cdot f_1. \tag{13.44}$$

$$R_2 = C_2 \cdot f_2. \tag{13.45}$$

Тогда

$$P = R_1 + R_2 = C_1 \cdot f_1 + C_2 \cdot f_2. \tag{13.46}$$

Подставив значения реакций опор R_1, R_2, из формул (13.44) и (13.45) в формулу (13.43), получим

$$X = \frac{C_1 \cdot f_1 \cdot a - C_2 \cdot f_2 \cdot b}{C_1 \cdot f_1 + C_2 \cdot f_2}. \tag{13.47}$$

При равенстве линейных перемещений $f_1 = f_2$ получим

$$X = \frac{C_1 \cdot a - C_2 \cdot b}{C_1 + C_2}. \tag{13.48}$$

Таким образом, положение центра упругости колебательной системы зависит от координат центра масс и жесткости упругих элементов.

13.7 Оценочные показатели плавности хода

Оценочные показатели плавности хода и критерии негативного воздействия вибрации на операторов транспортных и транспортно-технологических машин устанавливаются требованиями ГОСТ 12.1.012-2004 и санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.566-96.

В соответствии с требованиями санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.566-96 и ГОСТ 12.1.012-2004 в Российской Федерации введены следующие критерии воздействия вибрации на операторов самоходных машин:

– безопасность;

– граница снижения производительности труда;

– комфорт.

Критерий «Безопасность» обеспечивает защиту здоровья оператора от воздействия вибрации и исключает возможность возникновения травмоопасных или аварийных ситуаций.

Критерий «Граница снижения производительности труда» обеспечивает поддержание нормативной производительности труда, снижающейся из-за потери концентрации внимания и развития усталости оператора машины под воздействием вибрации.

Критерий «Комфорт» обеспечивает оператору транспортно-технологических машин чувство комфортности и полное отсутствие ощущения вибрации, мешающего работе.

В качестве основных рисков, оказывающих негативное воздействие на организм человека, принимаются:

– вероятность возникновения различных патологий, вплоть до профессиональных заболеваний;

– показатели нервно-эмоционального напряжения и уровень физической нагрузки оператора;

– длительность, а также характер воздействия вибрации на организм человека.

Санитарными нормами СН 2.2.4/2.1.8.566-96 установлены показатели вибрационной нагруженности оператора транспортных и транспортно-технологических машин, такие как:

– время воздействия вибрации на организм человека;

– виброскорость и виброускорение на рабочем месте оператора;

– диапазон частот внешних воздействий.

При оценке вибрационной нагрузки оператора транспортно-технологической машины наиболее часто используют: виброускорение рабочего места j_i; время воздействия вибрации на оператора τ; диапазон частот внешних воздействий. Вибрации, воздействующие на оператора, измеряют в трёх направлениях: вертикальном, продольном и поперечном. В соответствии с ГОСТ 12.1.012-2004 в качестве оценочных показателей плавности хода используют: средние квадратические значения виброускорения σ_i; скорости колебаний ν, а также их логарифмические уровни в децибелах.

При оценке вибрационной нагрузки водителя транспортно-технологических машин предпочтение отдаётся виброускорению на рабочем месте.

По способу передачи на организм человека различают общую, передаваемую через опорную поверхность, и локальную вибрацию, передаваемую через руки человека.

Частотный состав вибраций делят на октавы. Под октавой понимается полоса частот, в которой конечная граничная частота v_k в два раза выше начальной $v_н$. Каждая октава характеризуется средним геометрическим значением частоты октавной полосы, рассчитываемой по формуле

$$v_{окт} = \sqrt{v_k \cdot v_н}\,. \tag{13.49}$$

Нормируемый частотный диапазон делят на семь октавных полос со средними геометрическим частотами 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63 Гц. В свою очередь каждая октавная полоса делится на третьеоктавные полосы со средними геометрическими частотами от 0,8 Гц до 80,0 Гц.

Практика испытаний автомобилей показала, что в реальных условиях эксплуатации большинство возмущающих воздействий расположены в диапазоне частот $80 \geq \omega \geq 0{,}8$ Гц. В этом диапазоне частот санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96 устанавливают требования к параметрам виброускорений. Норма вибрационной нагрузки на водителя транспортного средства, в соответствии с требованиями санитарных норм, устанавливается отдельно для каждого направления действия вибрации.

В качестве нормируемых показателей вибрационной нагрузки рабочего места водителя используют корректированные по частоте значения контролируемых параметров, такие как доза вибрации, виброускорение, эквивалентное корректированное значение виброускорение, спектр вибрации.

Корректированное по частоте значение виброускорения $\tilde{a}$ определяется в соответствии с требованиями санитарных норм СН 2.2.4/2.1.8.566-96.

$$\tilde{a} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{(j_i \cdot K_i)^2}{n}}\,, \tag{13.50}$$

где j_i – среднее квадратическое значение виброускорения в i-ой частотной полосе;

K_i – весовой коэффициент для i-ой частотной полосы;

n – число частотных полос в нормируемом диапазоне.

Интегральная оценка вибрационного воздействия на оператора транспортно-технологического средства предусматривает расчет скорректированного по частоте ω значения контролируемого параметра, учитывающего неоднородность восприятия человеком вибраций с различным спектром частот внешних воздействий $\Delta\nu$.

Допустимые значения виброускорений $[\sigma_z]$ рабочего места оператора транспортно-технологических машин устанавливаются на основе критерия «граница снижения производительности труда» при восьмичасовой продолжительности рабочей смены.

Для общей транспортной вибрации при длительности воздействия 8 часов ГОСТ 12.1.012-2004 устанавливает следующие уровни интегральных значений виброускорений: в вертикальной плоскости $[\sigma_{\ddot{z}}]$=0,56 м/с^2 и $[\sigma_{\ddot{x},\ddot{y}}]$ = 0,4 м/с^2 в горизонтальной плоскости. Для критерия «комфорт» эти значения должны быть снижены в 3,15 раза. Для уровня «предельно допустимая утомляемость» допускается увеличение этих значений в 2 раза, в сравнении с общей вибрацией.

В случае невозможности обеспечить рекомендованные нормы за счет внедрения технических решений, ограничивают время воздействия вибраций на оператора, рассчитываемое из уравнения

$$T = 0{,}480 \cdot \left(\frac{[\sigma_{\ddot{z}}]}{\ddot{z}_T} \right)^2, \qquad (13.51)$$

где $[\sigma_{\ddot{z}}]$ – допускаемый уровень вибраций, м/с^2;

$\ddot{z}_T$ – действующий уровень вибраций, м/с^2.

13.8 Воздействие колебаний на организм человека

Колебания автомобиля оказывают негативное воздействие на организм человека, вызывая функциональные расстройства внутренних органов, вплоть до хронических заболеваний. Одиночные воздействия большой интенсивности часто приводят к контузиям, серьёзным ушибам, вплоть до переломов.

Исследования показали, что колебания человеком воспринимаются через вестибулярный аппарат, мышцы, глаза, суставы. Колебания, передаваемые через костную ткань, воздействуют непосредственно на внутренние органы.

Характер и уровень воздействия колебаний на организм человека зависит от частоты, амплитуды, продолжительности и направленности воздействия. В зависимости от частоты и направленности действия организм человека воспринимает колебания по-разному.

Единого мнения о пределах частот колебаний, которые соответствуют определенному виду воздействия на организм человека, нет. Все критерии и нормы плавности хода основаны на субъективной оценке чувствительности организма человека к колебаниям.

К колебаниям в вертикальной плоскости человеческий организм наиболее чувствителен при частотах внешних воздействий от 4 до 8 Гц. Наиболее тяжело человеческим организмом переносятся колебания в горизонтальной плоскости с частотой 1,0–2,0 Гц.

При частотах внешних воздействий до 18 Гц человеческий организм более восприимчив к ускорениям. При средних частотах от 6, 0 до 15 Гц че-

ловек наиболее восприимчив к скоростям колебаний. При частотах более 45 Гц человеческий организм более воспримичив к амплитудам колебаний.

С точки зрения физиологии наиболее привычными для человека являются колебания с частотами, свойственными нормальной ходьбе (1,1–2,0 Гц), и ускорениях тела до 3,8 м/с^2. Поэтому именно эти частоты являются ориентировочными при компоновке систем подрессоривания транспортных и транспортно-технологических машин. Так, собственные частоты ν колебаний легковых автомобилей составляют 0,8–1,2 Гц, грузовых – от 1,2 до 1,9 Гц.

Колебания с меньшей частотой вызывают у человека ощущение укачивания, колебания с более высокими частотами человеком воспринимаются как неприятная тряска.

Особенно тяжело человеком воспринимаются колебания с частотой от 3,3 до 5,0 Гц, которые могут вызвать нарушения реакций вестибулярного аппарата, расстройство сердечно-сосудистой системы. При частотах внешних воздействий от 4 до 11 Гц возникают резонансные колебания головы, органов желудочно-кишечного тракта, печени.

При частотах внешних воздействий от 5,0 до 6,0 Гц ощущения человека зависят в первую очередь от ускорений и скорости нарастания ускорений.

Это объясняется тем, что при быстром нарастании передаваемых вибраций защитные реакции организма, вырабатываемые путем напряжения мышц, не успевают своевременно возникать или оказываются недостаточными.

По данным НАМИ скорости нарастания ускорений до 25 м/с^3 вызывают у человека беспокоящие ощущения, а при $\dddot{a} = 40$ м/с^3 – неприятные.

Негативное воздействие колебаний на организм человека с увеличением скорости колебаний усиливается. В зависимости от скорости колебаний они делятся на:

– неощутимые $\dot{a} \leq$ 0,035 м/с;
– слабо ощутимые $\dot{a}$ = 0,035–0,10 м/с;
– вполне ощутимые $\dot{a}$ = 0,1–0,2 м/с;
– сильно ощутимые $\dot{a}$ = 0,2–0,3 м/с;
– неприятные и очень неприятные $\dot{a} \geq$ 0,3–0,4 м/с.

При высокочастотных колебаниях с частотой ν = 11–45 Гц глазное яблоко не успевает адаптироваться к изменяющейся обстановке на дорогах, что приводит к повышенной напряжённости глазного яблока и ухудшению зрения. При частотах колебаний ν > 45 Гц возникает так называемая вибрационная болезнь, проявляющаяся в виде тошноты и рвоты.

Негативное воздействие знакопеременных ускорений на человеческий организм зависит в большей степени от частоты колебаний. С увеличением частоты ν даже небольшие ускорения вызывают неприятные или болезненные ощущения. Так, при частоте колебаний 1,0 Гц болезненные ощущения вызывает ускорение j = 2,7, м/с^2, при частоте колебаний ν = 3 Гц болезненные ощущения вызывают ускорения j = 2,0 м/с^2.

Таким образом, с точки зрения воздействия колебаний на организм человека, под плавностью хода транспортных и транспортно-технологических средств понимается обеспечение заданных параметров колебательного процесса.

13.9 Основы выбора параметров первичной системы подрессоривания

Рассмотрим колебания кузова автомобиля, заменив подрессоренную массу кузова m_k тремя масами: m_1, m_2, m_3, связанными между собой невесомым нерастяжимым стержнем (рисунок 13.6).

Чтобы трёхмассовая система в динамическом отношении полностью соответствовала массе $m_к$ подрессоренной части автомобиля, необходимо соблюдение следующих условий:

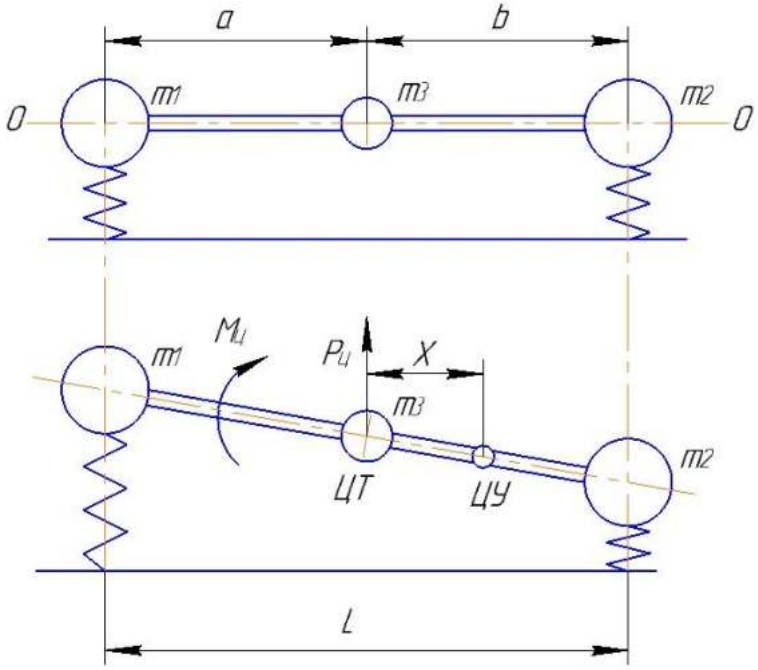


Рисунок 13.6 – Схема трёхмассовой колебательной системы автомобиля

1) сумма масс системы должна равняться подрессоренной массе автомобиля:

$$m_k = m_1 + m_2 + m_3; \tag{13.52}$$

2) центр тяжести системы должен совпадать с центром тяжести кузова:

$$m_1 \cdot a = m_2 \cdot b; \tag{13.53}$$

3) момент инерции системы относительно поперечной оси $У$ должен равняться моменту инерции кузова относительно этой же оси:

$$m_1 \cdot a^2 + m_2 \cdot b^2 = I = m_k \cdot \rho_k^2, \tag{13.54}$$

где $\rho_к$ − радиус инерции подрессоренной массы автомобиля.

Из уравнений (13.52) и (13.53) будем иметь:

$$m_1 = \frac{m_k \cdot \rho_k^2}{a \cdot L}; \tag{13.55}$$

$$m_2 = \frac{m_k \cdot \rho_k^2}{b \cdot L}; \tag{13.56}$$

$$m_3 = m_k - \left(m_1 + m_2\right) = m_k\left(1 - \frac{\rho_k^2}{a \cdot b}\right). \qquad (13.57)$$

Если вывести стержень из положения равновесия, а затем отпустить его, то он начнет колебаться. Во время колебаний возникает сила инерции $P_ц$, приложенная к центру тяжести «*ЦТ*»:

$$P_ц = m_3 \cdot j. \qquad (13.58)$$

Эта сила на плече «*X*» создает инерционный момент M_u, действующий относительно центра упругости:

$$M_u = P_ц \cdot x = m_3 \cdot j \cdot x. \qquad (13.59)$$

Момент силы инерции $P_ц$ будет равен нулю при выполнении двух условий:

1) масса $m_3 = 0$;

2) положение центра тяжести «*ЦТ*» совпадает с положением центра упругости «*ЦУ*» (X=0).

Из уравнения (13.57) следует, что масса $m_3 = 0$ при выполнении условия

$$\frac{\rho_k^2}{a \cdot b} = 1. \qquad (13.60)$$

Таким образом, при проектировании первичных систем подрессоривания транспортных средств необходимо учитывать коэффициент ε распределения подрессоренных масс:

$$\varepsilon = \frac{\rho_к^2}{a \cdot b}. \qquad (13.61)$$

Таким образом, если коэффициент распределения масс $\varepsilon = 1{,}0$, то колебания задней и передней подвесок становятся независимыми и частоты их колебаний равны частотам собственных свободных колебаний. При этом чем больше прогиб подвески, тем меньше частота свободных вертикальных колебаний и выше комфортабельность езды.

Для современных транспортных средств ε = 0,9–1,0. Повышение коэффициента распределения масс ε достигается главным образом за счёт увеличения радиуса инерции подрессоренных масс $\rho_к$ (в основном за счёт выноса тяжёлых деталей за пределы переднего моста).

Условие совпадения центра тяжести «*ЦТ*» с центром упругости «*ЦУ*» определим из уравнения (13.48), записав его в виде

$$X = \frac{C_1 \cdot l_1 - C_2 \cdot l_2}{C_1 + C_2} = 0. \qquad (13.62)$$

Тогда

$$C_1 \cdot l_1 = C_2 \cdot l_2. \tag{13.63}$$

Из уравнения (13.63) получим

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{l_2}{l_1}. \tag{13.64}$$

Для повышения плавности хода жесткость подвесок необходимо выбирать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям центра тяжести от передней и задней осей. В этом случае при одинаковых прогибах передней и задней подвесок кузов автомобиля будет перемещаться только вертикально, а угловые перемещения будут отсутствовать.

Вопросы для самоконтроля

1. Чем вызваны колебания мобильных машин?
2. Как классифицируются колебания наземных машин?
3. Что понимают под плавностью хода самоходной машины?
4. Какие критерии используют для оценки плавности хода транспортно-технологических машин?
5. Какое влияние на организм человека оказывают низко- и высокочастотные колебания?
6. Что такое эквивалентная колебательная система транспортно-технологического средства?
7. Как изменяется приведённая жёсткость подвески при изменении жёсткости шин и упругих элементов?
8. Что понимают под амплитудно-частотной характеристикой колебаний?
9. Что такое центр упругости колебательной системы автомобиля?
10. Из каких условий выбираются жесткостные характеристики шин и упругих элементов подвески?

14 ПРОХОДИМОСТЬ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

14.1 Понятие о проходимости транспортных средств

Движение наземных мобильных средств есть результат взаимодействия их движителей с опорным основанием. При анализе этого процесса изучают систему «мобильное средство – опорная поверхность». Если в качестве основного объекта исследования выступает транспортное средство, то рассматривают его проходимость. Если в качестве основного исследуемого объекта принимается опорная поверхность, то рассматривают её проезжаемость.

Под проходимостью наземной транспортной машины понимают её комплексное свойство, обеспечивающее возможность эффективного выполнения ею заданных функций в неблагоприятных полевых и дорожных условиях. Под проходимостью машин понимают также их способность к преодолению различных естественных и искусственных препятствий.

Проезжаемость – это комплексное свойство опорных поверхностей, определяющее их способность обеспечивать условия, необходимые для эффективного применения наземных транспортных средств с различными уровнями проходимости.

Из опыта эксплуатации наземных транспортных средств известно, что они могут утрачивать свою подвижность вследствие следующих причин:

– низкой несущей способности опорной поверхности;

– недостаточного тягового усилия, развиваемого движителем;

– буксования движителей из-за низких сцепных свойств;

– неспособности транспортного средства преодолевать крутые подъемы и спуски;

– застревания на единичных крупных неровностях и выступах из-за низкого дорожного просвета.

Таким образом, проезжаемость дорог с одной стороны обусловлена физико-механическими свойствами грунта, с другой – геометрией опорной поверхности.

В связи с этим, различают проходимость наземных транспортных средств по опорным поверхностям со специфическими физико-механическими и специфическими геометрическими свойствами, а также по поверхностям с различным сочетанием физико-механических и геометрических свойств.

Единого критерия, позволяющего достаточно полно оценить проходимость наземных транспортных средств, не существует.

Испытания наземных транспортных и транспортно-технологических средств на проходимость проводятся непосредственно в тех условиях (песок, снег, болото, пересеченная местность), в которых она должна быть оценена. При этом устанавливают возможность движения транспортного средства и определяют его скорость, расход топлива при различных режимах нагрузки, а также дают полное описание опорной поверхности.

В качестве обобщённого показателя проходимости транспортного средства, определяемого на основании таких испытаний, принимают отношение максимальной производительности транспортного средства при движении по местности и по горизонтальному сухому асфальтированному шоссе.

Иногда в качестве оценки проходимости транспортного средства используют расход топлива на единицу пробега по местности и по горизонтальному асфальтированному шоссе. Основными факторами, определяющими проходимость, являются: опорно-сцепные свойства; геометрические параметры транспортного средства; конструкция отдельных узлов и агрегатов трансмиссии. Существенное влияние на проходимость транспортного средства оказывает манера вождения.

14.2 Геометрические показатели проходимости

К геометрическим показателям проходимости относят показатели, определяемые конструкцией кузова и компоновочной схемой транспортного средства. К ним относятся семь основных показателей (рисунок 14.1).

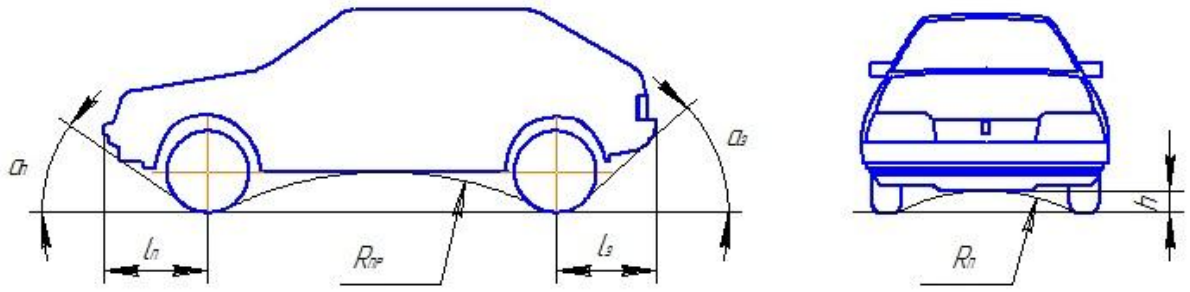


Рисунок 14.1 – Геометрические показатели проходимости наземного транспортного средства

1. Дорожный просвет h – расстояние между низшей точкой транспортного средства и плоскостью дороги. Характеризует способность движения транспортного средства без задевания сосредоточенных препятствий (пней, камней и др.).

2. Углы переднего $\alpha_п$ и заднего $\alpha_з$ свеса, а также передний $l_п$ и задний $\alpha_з$ свесы. Характеризуют проходимость транспортно-технологического средства по неровным дорогам при въезде на препятствие или съезде с него (наезд на бугор или съезд с него, переезд через канавы и т. д.).

Для определения углов свеса проводят касательные к внешним окружностям шин передних и задних колес через наиболее удаленные точки передней и задней частей автомобиля.

3. Продольный радиус проходимости $R_{пр}$ определяет очертания препятствия, которое может преодолеть, не задевая транспортное средство. Продольный радиус проходимости $R_{пр}$ равен радиусу окружности, проведенной

касательно к внешним окружностям шин, и наиболее низкой точке транспортного средства в пределах базы.

Чем меньше продольный радиус $R_{пр}$, тем лучше проходимость автомобиля. Продольный радиус проходимости $R_{пр}$ уменьшают за счёт уменьшения базы автомобиля.

4. Поперечный радиус проходимости $R_{п}$ характеризует способность транспортного средства преодолевать бугры и выступающие препятствия.

Проходимость транспортного средства в горизонтальной плоскости характеризуется маневренностью. Под последней понимают свойство транспортных и транспортно-технологических средств поворачиваться на минимальной площади.

В оценку проходимости автомобилей амфибий включают глубину преодолеваемого брода $h_{бр}$. Глубина брода $h_{бр}$, преодолеваемого автомобилем амфибией, зависит от расположения частей двигателя, которые должны оставаться выше уровня воды. Кроме этого, автомобили амфибии оценивают по запасу плавучести (т. е. по отношению их водоизмещения к масса), а также по скорости $V_{в}$ движения по воде, максимальному углу входа $\alpha_{вх}$ в воду и выхода $\alpha_{вых}$ из нее; наибольшему углу продольного $\gamma_{пр}$ и бокового $\gamma_{б}$ крена, при которых вода не затекает в кузов и сохраняется их равновесие.

14.3 Опорно-тяговые параметры проходимости транспортных средств

Опорно-тяговые параметры, характеризующие проходимость транспортных средств при больших сопротивлениях движению по мягким опорным поверхностям (песок, размокший грунт, заболоченная местность, снежная целина и др.) и на крутых подъемах, обусловливаются давлением колес на почву, их сцеплением с грунтом и тяговыми качествами.

Возможность движения транспортного средства в этих условиях можно записать в виде

$$P_{\psi} \le P_{k\,max} \le P_{\varphi}, \qquad (14.1)$$

где P_{ψ} – максимальная сила сопротивления движению;

$P_{k\,max}$ – максимальное тяговое усилие, развиваемое движителем транспортного средства;

P_{φ} – максимально возможное реализуемое тяговое усилие по сцеплению.

Для увеличения силы тяги в трансмиссию транспортных средств высокой проходимости вводят дополнительную коробку передач (демультипликатор). Сцепной вес транспортного средства повышают, увеличивая число ведущих колес или смещая центр тяжести в сторону ведущего моста.

При движении транспортного средства по мягкому влажному грунту возможно буксование ведущих колес вследствие скольжения или срезания

грунта. Понижение давления колес на опорное основание в этом случае может привести к снижению проходимости транспортного средства. Это обусловлено тем, что чем меньше давление, тем хуже колесо выдавливает влагу в контакте шины с опорным основанием и хуже сцепление. Для повышения проходимости по деформируемым влажным грунтам необходимо увеличить давление ведущих колес на дорогу. Однако с увеличением давления на деформируемый грунт увеличивается глубина колеи и растет сопротивление движению, что может привести к снижению проходимости.

Противоречивые требования к величине давления ведущего колеса на деформируемый грунт могут быть частично удовлетворены использованием шин с высокими грунтозацепами.

До полного погружения грунтозацепов в грунт из-за малой площади контакта давление колеса большое, в результате чего влага хорошо выдавливается из зоны пятна контакта. По мере погружения колеса в грунт увеличивается площадь срезаемого грунта, что снижает напряжения среза и увеличивает коэффициент сцепления.

Для повышения проходимости транспортно-технологических средств по пахоте, сильно размокшей дороге, песку применяют широкопрофильные арочные шины с низким внутренним давлением воздуха.

Для повышения проходимости автомобиля по мягкому грунту необходимо, чтобы удельное давление передних колес на опорное основание было на 20–30% меньше, чем задних, идущих по уплотненной поверхности. Это достигается соответствующим распределением веса транспортного средства по осям, различным внутренним давлением воздуха в шинах и одинаковой колеей колес всех осей.

Транспортные средства с односкатными передними и двухскатными задними колесами, вследствие их различной колеи, как правило, обладают худшей проходимостью по мягкому грунту, чем транспортные средства с одинаковой колеей.

Уровень срезания грунта и буксования колес уменьшается при снижении скорости движения транспортного средства. Поэтому проходимость транспортного средства можно улучшить, преодолевая тяжелые участки пути (размокший грунт, песок) на малой скорости.

14.4 Влияние конструкции транспортного средства на его проходимость

Наиболее эффективным способом повышения проходимости транспортного средства является повышение сцепного веса, что достигается увеличением числа ведущих колёс.

Кроме этого, ведущие колёса значительно лучше преодолевают вертикальные препятствия и рвы, чем ведомые, что также повышает проходимость полноприводных транспортных средств.

Максимальное сопротивление, которое могло бы преодолеть транспортное средство со всеми ведущими колесами, рассчитывается по формуле

$$P_{\Psi} = P_{\text{к}max} = m_a \cdot g \cdot \varphi_{\text{сц}}. \quad (14.2)$$

Для реализации максимально возможного окружного усилия необходимо, чтобы сила тяги на каждом колесе равнялась его силе сцепления $P_{ксц}$ с опорной поверхностью. Это условие можно записать в виде

$$P_{\text{к}max} = P_{\text{ксц}}. \quad (14.3)$$

Точное выполнение условия (14.3) невозможно, так как нормальные реакции на ведущие колёса G_a и коэффициенты их сцепления с дорогой $\varphi_{сц}$ могут изменяться в зависимости от условий движения.

Поэтому проходимость транспортных средств зависит от фактического соотношения нормальных и касательных реакций в зоне контакта. При этом соотношение реакций зависит от типа подвески ведущих колёс, места установки и типа дифференциала, продольной жёсткости шин.

Так, движение транспортных средств с колесной формой 6×4 или 6×6 по пересеченной местности без отрыва колес от грунта может быть обеспечено ограничением максимально допустимого перекоса мостов. Для независимой и балансирной подвесок допускается больший перекос мостов, что способствует их лучшей проходимости в сравнении с транспортными средствами с зависимой подвеской.

Применение не блокируемых шестеренчатых дифференциалов, распределяющих ведущие моменты между колёсами поровну, существенно снижает проходимость транспортных средств. Наличие такого дифференциала снижает тяговое усилие до минимального значения на одном из ведущих колёс. Для устранения этого недостатка на транспортных средствах повышенной проходимости применяют блокировку дифференциала. При блокировке дифференциала ведущих колёс суммарная сила тяги увеличивается на 20–25%, так как в реальных условиях эксплуатации разница между коэффициентами сцепления $\varphi_{сц}$ под правым и левым колесами сравнительно невелика.

Трение в дифференциале улучшает проходимость, так как благодаря ему крутящий момент $M_к$ по ведущим колёсам распределяется не поровну, а в соответствии с выражениями:

$$M_1 = 0.5(M + M_r); \quad (14.4)$$

$$M_2 = 0.5(M - M_r), \quad (14.5)$$

где M_r – крутящий момент на колесе, вращающемся медленнее или быстрее соответственно;

M – момент трения, возникающий в дифференциале при относительном движении его элементов.

Если вследствие уменьшения сцепления ведущее колесо начнёт буксовать, передающийся ему крутящий момент уменьшится, что может привести к прекращению буксования. В это же время ведущий момент, передающийся на небуксующее колесо, соответственно увеличивается. В результате этого

суммарная сила на двух ведущих колёсах может достичь максимальной величины.

В связи с этим, для увеличения момента трения M, дифференциалы транспортных средств высокой проходимости часто делают кулачковыми или червячными. Суммарная сила тяги в этом случае увеличивается на 10–15% в сравнении с той, которую можно было бы реализовать при отсутствии трения в дифференциале.

Преимуществом механизмов с муфтами свободного хода, применяющихся вместо дифференциалов, является возможность обеспечения максимальной силы тяги при любом соотношении коэффициентов сцепления колёс правого и левого борта. Такие механизмы и самоблокирующиеся дифференциалы применяют для улучшения проходимости транспортных средств по скользким дорогам.

14.5 Оценка проходимости транспортных средств

Для оценки проходимости транспортных средств используют четыре основных метода: метод эталонного маршрута; метод длительных дорожных испытаний; метод оценки проходимости по отдельным параметрам и метод предварительной оценки проходимости с помощью моделирования.

Метод эталонного маршрута

Для оценки проходимости методом эталонного маршрута выбирают эталонный труднопроходимый маршрут, который состоял бы из типичных песчаных, заболоченных, лесистых и горных участков, бродов разных видов. В эталонный маршрут обязательно должны включаться также разбитое булыжное шоссе, проселочные дороги и небольшие участки хорошего шоссе.

Наряду с участками, которые используются для испытаний транспортно-технологических средств всех типов на проходимость, в эталонный маршрут включаются также участки, предназначенные только для транспортных средств специальных типов. Все участки эталонного маршрута должны поддерживаться в стабильном состоянии, проверка которого проводится с помощью приборов и соответствующей аппаратуры.

Методика испытания различных транспортно-технологических средств на проходимость обьязательно должна включать описание участка испытаний. При его описании участка испытаний указывают вид и физико-механические свойства грунта (чернозём, суглинок и т.п.), его ровность (наличие выбоин и рытвин, их размеры), рельеф местности (подъёмы и спуски), погодно-климатические условия во время проведения испытаний.

В описание физико-механических свойств грунта включают: гранулометрический состав и пределы пластичности; влажность; плотность; несущую способность; сопротивление сдвигу; толщину разрыхленного или переувлажненного слоя. При испытании на снежной целине обязательно замеряют плотность снега на дне колеи и в толще его покрова.

При испытаниях транспортно-технологических средств и тягачей на проходимость определяют следующие параметры:

– наибольшую силу тяги на крюке;

– коэффициент сопротивления качению;

– среднюю техническую скорость движения в конкретных дорожных условиях;

– среднюю скорость движения с учетом буксования и застревания.

На специально подготовленных участках пути определяют параметры, характеризующие профильную проходимость транспортно-технологических средств:

– ширину преодолеваемого рва;

– высоту преодолеваемой вертикальной стенки;

– величину максимального преодолеваемого подъёма;

– дорожный просвет (клиренс), определяющий максимальную высоту неровностей, которые автомобиль должен преодолевать, не задевая их;

– углы переднего и заднего свеса;

– продольный радиус проходимости;

– нижний и верхний радиусы вертикальной проходимости (определяют при наличии в кузове груза);

– поперечный радиус проходимости;

– внутренний угол проходимости, определяющий предельный угол перевала, который может преодолевать, не задевая, транспортное средство;

– радиус поворота, определяющий минимальный размер площадки, на которой транспортное средство может развернуться на 180° без применения заднего хода;

– максимальное перемещение колес, характеризующее возможность преодоления автомобилем различных неровностей дороги без упора осей или элементов подвески в ограничители хода колес;

– глубину преодолеваемого брода по твердому дну.

Конструктивные параметры проходимости автопоездов определяют отдельно для тягача, прицепа и автопоезда в целом. При этм гибкость автопоезда в различных плоскостях должна соответствовать требованиям ГОСТ 22653-77.

Для автопоезда дополнительно должна фиксироваться степень несовпадения колеи тягача и прицепа.

Метод длительных дорожных испытаний

Метод длительных дорожных испытаний является более распространенным. Маршруты проведения испытаний подбирают таким образом, чтобы они охватывали основные регионы страны и все типы дорог.

Данный метод предназначен для сравнительной оценки проходимости транспортных средств опытных моделей с серийными транспортными средствами.

Оценочные параметры включают: число застреваний на определённом маршруте, средние технические скорости прохождения принятых труднопроходимых участков, число переключений передач на единицу пути, путевой расход топлива, глубину и ширину преодолеваемых бродов и рвов.

В качестве числовых показателей оценки проходимости транспортного средства принимают:

– удельную силу тяги на ведущих колёсах;

– усилие, развиваемое на крюке;

– коэффициент сопротивления качению;

– сцепление колёс с грунтом и буксование.

Все эти показатели определяют для принятых условий движения: влажная грунтовая дорога; пахота; песок; снежная целина; заболоченная местность.

В протоколах испытаний обязательно фиксируются физико-механические свойства грунтов: влажность, плотность, твёрдость (сопротивление вдавливанию), сопротивление срезу, толщина разрыхленного слоя, толщина переувлажнённого слоя.

Силу тяги на крюке определяют методом динамометрирования с использованием тяговых лабораторий или динамометрических прицепов. Удельную тяговую силу на крюке рассчитывают по формуле

$$p_{кр.уд} = P_д / G_a, \tag{14.6}$$

где $P_д$ – усилие на крюке тягача;

G_a – полный вес транспортно-технологического средства.

Коэффициент сопротивления качению транспортного средства рассчитывают по формуле

$$f = P_f / G_a, \tag{14.7}$$

где P_f – сила сопротивления качению транспортного средства на заданном опорном основании в ведомом режиме качения.

Коэффициент сцепления φ колёс с опорным основанием рассчитывают по формуле

$$\varphi = P_\varphi / G_{сц}, \tag{14.8}$$

где P_φ – максимальная сила сцепления колёс с опорным основанием;

$G_{сц}$ – сцепной вес автомобиля.

Максимальную силу сцепления колёс с опорным основанием рассчитывают по формуле

$$P_\varphi = P_{кр max} + P_f, \tag{14.9}$$

где $P_{кр max}$ – максимальное усилие на крюке, развиваемое тягачом.

При одинаковых статических радиусах ведущего и путеизмерительного колёс коэффициент буксования рассчитывают по формуле

$$\delta = \frac{n_\delta - n_{об}}{n_\delta}, \tag{14.10}$$

где n_{δ} – суммарные обороты ведущего колеса при движении тягача на заданном участке пути с буксованием;

$n_{об}$ – суммарные обороты путеизмерительного колеса при движении на этом же заданном участке пути.

Испытания на преодоление транспортным средством снежной целины проводят на ровном горизонтальном участке дороги длиной 100–200 м с постепенно увеличивающейся высотой снежного покрова. Допускается проведение испытаний на нескольких горизонтальных участках с разной толщиной снежного покрова.

При проверке проходимости по снежной целине транспортное средство движется на низшей передаче с включенным механизмом блокировки дифференциала (при наличии), начиная с участков с меньшей толщиной снега вплоть до полной остановки вследствие буксования. В момент остановки определяют толщину снежного покрова, длину пройденного пути, а также способность транспортного средства самостоятельного выезда задним ходом.

Глубина брода, преодолеваемого транспортным средством, определяется при испытаниях в специальных искусственных или естественных водоёмах.

Длина преодолеваемого брода должна быть не менее трёх длин транспортного средства, дно должно быть плотное и не вязкое. Движение осуществляют на низшей передаче с постепенным увеличением глубины брода до предельного значения, допускаемого конструкцией транспортного средства. После проведения испытаний проверяют наличие воды в агрегатах транспортного средства, работу тормозного и рулевого управления.

Наибольший угол подъёма, преодолеваемый транспортным средством, определяют на специальных полигонах, имеющих комплекс подъёмов большой крутизны (от 30% до 60% и более). Подъёмы должны иметь твёрдое, сухое, шероховатое покрытие.

Программа испытаний на проходимость транспортных средств высокой проходимости должна предусматривать испытания на преодоление поперечно расположенного рва и стенки. Начальная ширина рва должна составлять 0,5 м, высота вертикальной стенки – 0,40 м.

Для сравнительной оценки проходимости транспортных средств в тяжёлых дорожных условиях в пробеговых испытаниях используют следующие виды дорог:

а) дороги с твёрдым покрытием;

б) дороги с твёрдым покрытием с выбоинами;

в) грунтовые дороги со слоем размокшего грунта:

– до 5 см – транспортные средства ограниченной проходимости;

– 10–15 см – транспортные средства повышенной проходимости;

– 25–30 см – транспортные средства высокой проходимости;

г) сухие песчаные дороги;

д) заснеженные дороги с толщиной снежного покрова от 10 до 40 см;

е) обледенелые дороги со спусками и подъёмами.

В процессе таких испытаний определяют максимальную возможную среднюю скорость V_M движения, расход топлива при движении в конкретных условиях.

Для сравнительной оценки проходимости различных моделей автотранспортных средств используют критерий производительности, рассчитываемый по формуле

$$K_П = \frac{G_M \cdot V_M}{G_Ш \cdot V_Ш}, \qquad (14.11)$$

где G_M, $G_Ш$ – нагрузка автомобиля при движении на испытательном маршруте и по дороге с твёрдым покрытием хорошего качества соответственно;

V_M, $V_Ш$ – средняя скорость автомобиля при движении на испытательном маршруте и по дороге с твёрдым покрытием хорошего качества соответственно.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимают под проезжаемостью дорог?
2. Что понимают под проходимостью наземных транспортно-технологических средств?
3. Основные причины потери подвижности наземными транспортно-технологическими средствами.
4. Какие критерии используют для оценки проходимости наземных транспортно-технологических средств?
5. Какими критерии используют для оценки геометрических параметров проходимости мобильных машин?
6. Какие параметры оказывают влияние на опорно-тяговые параметры проходимости наземных транспортно-технологических средств?
7. Какие конструктивные факторы оказывают влияние на проходимость наземных транспортно-технологических средств?
8. Какие методы испытания наземных транспортных средств на проходимость вы знаете?
9. Численные показатели, используемые для оценки проходимости наземных транспортно-технологических средств.
10. Какие виды дорог используются для сравнительной оценки проходимости наземных транспортных средств?
11. Как рассчитывается критерий производительности при оценке проходимости транспортно-технологических машин?

Литература

1. Автомобили. Параметры проходимости. Термины и определения. ГОСТ 22653-77. Введён 01.07.1978. – М.: Издательство стандартов, 1979. – 6 с.

2. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. ГОСТ Р 54810-2011. Введён 01.09.2012. – М.: Стандартинформ, 2012. – 21 с.

3. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость, технические требования. ГОСТ 31507-2012. Введён 01.09.2013. – М.: Стандартинформ, 2013. – 18 с.

4. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. ГОСТ Р 52302-2004. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2005. – 27 с.

5. Аэродинамика автомобиля / Под общ. ред. В.Г. Гухо: пер. с нем. Н.А. Юниковой. – М.: Машиностроение, 1987. – 419 с.

6. Барахтанов Л.В. Проходимость автомобиля / Л.В. Барахтанов, В.В. Беляков, В.Н. Кравец. – Н-Новгород: НГТУ, 1996. – 198 с.

7. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.

8. Вахламов В.К. Автомобили: Теория и конструкция автомобиля и двигателя: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / В.К. Вахламов, М.Г. Шатров, А.А. Юрчевский; под ред. А.А. Юрчевского. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 816 с.

9. Вибрационная безопасность. Общие требования. ССБТ. ГОСТ 12.1.012-2004. Введён 01.07.2008. – М.: Стандартинформ, 2010. – 13 с.

10. Вибрация. Измерение общей вибрации и оценка её воздействия на человека. Требования к проведению измерений на рабочих местах. ГОСТ 31319-2006 (ЕН 14253:2003). Введ. 01.07.2008. – М.: Стандартинформ, 2008. – 17 с.

11. Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Общие требования. ГОСТ 31193-2004. Введ. 2008-07-01. – М.: Стандартинформ, 2008. – 22 с.

12. Вибрация. Оценка вибраций сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Ч. 1. Общие требования. ГОСТ ИСО 10326-1-2002. Введён 01.11.2007. – М.: Стандартинформ, 2007. – 11 с.

13. Горбунов В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. – 216 с.

14. Динамика системы «Дорога – шина – автомобиль – водитель» / Под общ. ред. А.Н. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1975. – 535 с.

15. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения сидений крупногабаритных пассажирских транспортных средств и официального утверждения этих транспортных средств в отношении прочности сидений и их креплений. ГОСТ Р 41.80-1999. Введён 01.07.2000. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. – 11 с.

16. Иларионов В.А. Теория и конструкция автомобиля / В.А. Иларионов, М.М. Морин, Я.Е. Фаробин и др. – М.: Машиностроение, 1992. – 416 с.

17. Колёсные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки. ГОСТ 33997-2016. Введён 01.02.2018. – М.: Стандартинформ, 2018. – 42 с.

18. Копотилов В.И. Автомобили: Теоретические основы: учебное пособие для вузов / В.И. Копотилов. – Тюмень: Тюм. ГНГУ, 1999. – 403 с.

19. Кравченко В.А. Автомобили. Анализ конструкций и основы расчёта: учебное пособие / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, С.Е. Сенькевич. – Зерноград, 2013. – 231 с.

20. Кравченко В.А. Конструкция и эксплуатационные свойства автотранспортных средств (основы теории и расчёта): учебное пособие / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок. – Зерноград: ФГБОУ ВО АЧГАА, 2014. – 232 с.

21. Кравченко В.А. Теория автомобилей и тракторов: учебное пособие / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2016. – 324 с.

22. Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник / Р.П. Кушвид. – М.: МГИУ, 2011. – 351 с.

23. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство» / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

24. Марков В.А. Способ улучшения экологических показателей дизелей / В.А. Марков, М.А. Савельев, А.В. Селиванов // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 8. – С. 8–10.

25. Надёжность в технике. Основные понятия. Термины и определения. ГОСТ 27.002-2015. Введён 01.03.2017. – М.: Стандартинформ, 2016. – 31 с.

26. Оберемок В.А. К вопросу о моделировании процесса взаимодействия эластичного колеса с почвенным основанием / В.А. Оберемок, А.М. Аванесян, Н.В. Сергеев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2020. – № 155. – С. 13–24.

27. Оберемок В.А. Современные методы и средства снижения токсичности отработавших газов дизельных двигателей / В.А. Оберемок, А.В. Жученко, А.М. Аванесян, А.А. Аукин // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2016. – № 9 (123). – Режим доступа: http://ej.Kubagro.ru /2016/09/pdf/48.pdf, 0,938 у.п.л. – IDA[article ID]:1221608048.

28. Оберемок В.А. Эксплуатационные свойства автотранспортных средств: учебное пособие / В.А. Оберемок, С.Г. Пархоменко, А.М. Аванесян. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2023. – 173 с.

29. Петров В.А. Теория автомобиля / В.А. Петров. – М.: МГОУ, 1996. – 180 с.

30. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий: Санитарные нормы. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Введ. 1997-10.31. – М.: Информационно-издательский центр Минздрава России. 1997. – 30 с.

31. Селифонов В.В. Устойчивость автомобиля против заноса и опрокидывания / В.В. Селифонов, О.И. Гаруцкий. – М.: МАМИ, 1991. – 55 с.

32. Система технического обслуживания и ремонта автомобильной техники. Требования к эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности изделий. ГОСТ 21624-81. Введён 01.01.1983. – М.: Издательство стандартов, 1982. – 14 с.

33. Системы газораспределительные. Термины и определения. ГОСТ Р 58656-2019. Введён 01.05.2020. – М.:Стандартинформ, 2019. – 12 с.

34. Снежко В.А. Уравнения Лагранжа II рода: учебное пособие для аспирантов и студентов / В.А. Снежко. – Зерноград: АЧГАА, 2010. – 32 с.

35. Строков А.П. Современные методы очистки отработавших газов от твёрдых частич / А.П. Строков, А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 99–103.

36. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. – Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

37. Техника сельскохозяйственная мобильная. Метод определения максимального напряжения в почве. ГОСТ 26954-2019. Введён 01.08.2020. – Введён 01.08.2020. – М.: Стандартинформ, 2019. – 18 с.

38. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Техническое обслуживание. ГОСТ 20793-2009. Введён 01.05.2011. – М.: Стандартинформ, 2011. – 18 с.

39. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Внешний шум. Нормы и методы оценки. ГОСТ 33678-2015. Введён 01.07.2017. – М.: Стандартинформ, 2020. – 8 с.

Учебное издание

Оберемок Виктор Алексеевич
кандидат технических наук, доцент

Исмаилов Владимир Атабаевич
кандидат технических наук, доцент

Аванесян Андрей Михайлович
преподаватель первой категории

Теория наземных транспортно-технологических средств

Учебное пособие

Редактор Н.П. Лучинкина
Верстка Н.В. Гвоздик
Художественный редактор С.П. Вдовикина

Подписано в печать 4.06.2024 г.
Формат 60×84/16. Усл. п. л. 11,8. Тираж 30 экз. Заказ № 17.

Отдел информационных технологий и издательской деятельности
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ
347740, г. Зерноград Ростовской области, ул. Советская, 15.