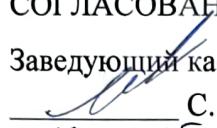


Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»
Машиностроительный факультет
Кафедра «Машиностроения и эксплуатация автомобилей»

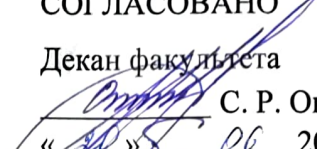
СОГЛАСОВАНО

Заведующий кафедрой

 С. В. Монтик
« 13 » 05 2025 г.

СОГЛАСОВАНО

Декан факультета

 С. Р. Онысько
« 30 » 06 2025 г.

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

«ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ»

(название дисциплины)

для специальности:

6-05-0715-07

Эксплуатация наземных транспортных
и технологических машин и комплексов

Составитель: Березуцкая Светлана Олеговна, м.т.н.

Рассмотрено и утверждено на заседании научно-методического совета БрГТУ
26.06.2025 г., протокол № 4.

пер. в чл.к 24/25-248

Пояснительная записка

Актуальность изучения дисциплины

Технический прогресс не стоит на месте, с каждым годом появляются новые знания, технологии и разработки следующего поколения. В связи с этим изучение дисциплины «Теория автомобиля» является актуальным и необходимым условием подготовки высококвалифицированных инженерных кадров в области технической эксплуатации автомобилей.

Цель и задачи дисциплины

Цель данной дисциплины является формирование у обучающихся знаний о современных принципах, методах и средствах анализа и прогнозирования эксплуатационных свойств наземных транспортных средств;

Основными задачами учебной дисциплины являются:

- формирование представления о комплексе эксплуатационных свойств, определяющих особенности функционирования автомобилей;
- освоение общих принципов и особенностей методик математического описания указанных свойств;
- формирование навыков получения на базе изученных методик конкретных данных об эксплуатационных свойствах автомобиля и влияние на них различных конструктивных и внешних факторов.

При этом у студентов формируются знания, необходимые в условиях конкуренции и приоритетности требований потребителя.

Электронный учебно-методический комплекс (ЭУМК) объединяет структурные элементы учебно-методического обеспечения образовательного процесса, и представляет собой сборник материалов теоретического и практического характера для организации работы студентов специальности 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов дневной формы получения высшего образования по изучению дисциплины «Теория автомобиля».

ЭУМК разработан на основании Положения об учебно-методическом комплексе на уровне высшего образования, утвержденного Постановлением Министерства образования Республики Беларусь от 26 июля 2011 г., № 167, и предназначен для реализации требований учебной программы по учебной дисциплине «Теория автомобиля» для специальности 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов. ЭУМК разработан в полном соответствии с утвержденной учебной программой по учебной дисциплине «Теория автомобиля» Государственного компонента учреждения высшего образования, цикл «общепрофессиональных и специальных дисциплин 3».

Цели ЭУМК:

- обеспечение качественного методического сопровождения процесса обучения;
- организация эффективной самостоятельной работы студентов.

Содержание и объем ЭУМК полностью соответствуют образовательному стандарту высшего образования специальности 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов, а также учебно-программной документации образовательных программ высшего образования. Материал представлен на требуемом методическом уровне и адаптирован к современным образовательным технологиям.

Структура электронного учебно-методического комплекса по дисциплине «Особенности устройства легковых автомобилей»:

Теоретический раздел ЭУМК содержит материалы для теоретического изучения учебной дисциплины и представлен конспектом лекций.

Практический раздел ЭУМК содержит материалы для проведения практических учебных занятий и представлен в виде изучаемого методического материала для выполнения практических работ.

Раздел контроля знаний ЭУМК содержит материалы для итоговой аттестации (вопросы для подготовки к зачету), позволяющие определить соответствие результатов учебной деятельности обучающихся требованиям образовательных стандартов высшего образования и учебно-программной документации образовательных программ высшего образования.

Вспомогательный раздел включает учебную программу учреждения высшего образования по учебной дисциплине «Теория автомобиля».

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

– лекции проводятся с использованием представленных в ЭУМК теоретических материалов, материал представляется с использованием персонального компьютера и мультимедийного проектора; при подготовке к зачету, выполнению и защите практических работ студенты могут использовать конспект лекций;

– практические занятия проводятся с использованием представленных в ЭУМК методического материала;

– экзамен может проводиться как в письменной форме, так и в форме тестирования. Вопросы к зачету приведены в разделе контроля знаний.

ЭУМК способствует успешному усвоению студентами учебного материала, дает возможность планировать и осуществлять самостоятельную работу студентов, обеспечивает рациональное распределение учебного времени по темам учебной дисциплины и совершенствование методики проведения занятий.

ПЕРЕЧЕНЬ МАТЕРИАЛОВ В КОМПЛЕКСЕ

1 Теоретический раздел

Конспект лекций по дисциплине «Теория автомобиля».

Тема 1. Введение.

Тема 2. Основы теории движения автомобильного колеса.

Тема 3. Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля.

Тема 4. Тягово-динамический расчет автомобиля.

Тема 5. Тормозные свойства автомобиля.

Тема 6. Плавность хода автомобиля.

Тема 7. Управляемость и устойчивость автомобиля.

Тема 8. Проходимость автомобиля.

2 Практический раздел

Практические работы по дисциплине «Теория автомобиля».

Практическая работа 1. Основы теории колёсного движителя и прямолинейное движение автомобиля.

Практическая работа 2. Тягово-скоростные свойства автомобиля.

Практическая работа 3. Топливная экономичность автомобиля.

Практическая работа 4. Тормозные свойства автомобиля.

Практическая работа 5. Криволинейное движение, управляемость и манёвренность автомобиля.

Практическая работа 6. Устойчивость автомобиля.

Практическая работа 8. Плавность движения автомобиля.

Практическая работа 9. Проходимость автомобиля.

3 Раздел контроля знаний

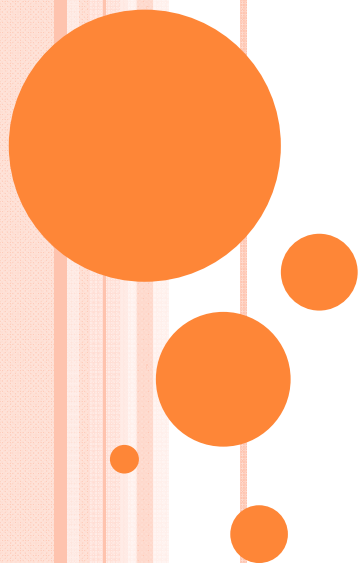
Перечень вопросов к экзамену по дисциплине «Теория автомобиля».

4 Вспомогательный раздел

Учебная программа по дисциплине «Теория автомобиля» для студентов специальности 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов.

1 Теоретический раздел
Конспект лекций по дисциплине «Теория автомобиля»

ВВЕДЕНИЕ



Дисциплина «Теория автомобиля» изучает эксплуатационные свойства автомобиля, непосредственно связанные с движением.

Автомобиль, управляемый водителем, представляет собой систему, в которой водитель – регулятор, а автомобиль – регулируемый объект. Автомобиль движется под действием сил, возникающих в контакте ведущих колес с опорной дорогой (силы тяги). Водитель задает силу тяги на ведущих колесах, боковые силы, действующие на управляемые колеса, тормозные силы на колесах. При выполнении транспортной работы (перевозка людей, грузов и т. д.) на автомобиль воздействует внешняя среда, силовые факторы которой являются в той или иной степени случайными: силы сопротивления движению опорной поверхности, аэродинамические силы, составляющие силы тяжести, вызываемые уклонами дороги, и др. Таким образом, автомобиль движется под действием сил: некоторые из них изменяются в известных пределах, другие случайны. Знание сил и их влияния на движение автомобиля необходимо для проектирования колесной машины, поскольку от этого зависят компоновочные характеристики автомобиля и особенности его эксплуатации.



Конструкции автомобиля при проектировании придают определенные свойства, основные из них разделяют на две группы: *функциональные свойства и свойства надежности.*

Функциональные свойства определяют способность автомобиля эффективно выполнять транспортную работу в заданных эксплуатационных условиях. Их принято называть эксплуатационными. К этой группе относят: тягово-скоростные и тормозные свойства; топливную экономичность; управляемость; устойчивость; проходимость; плавность хода.



- *Тягово-скоростные свойства автомобиля* — способность двигаться с возможно высокой средней скоростью, интенсивно разгоняться, преодолевать подъемы.
- *Тормозные свойства автомобиля* — способность быстро снижать скорость движения вплоть до остановки.
- *Топливная экономичность автомобиля* — свойство рационально использовать для движения энергию сжигаемого топлива.



- *Управляемость автомобиля* — свойство менять направление движения при изменении положения управляемых колес.
- *Устойчивость автомобиля* — свойство сохранять направление движения и противостоять опрокидыванию автомобиля или скольжению в пятне контакта колес с опорной поверхностью.
- *Проезжимость автомобиля* — способность двигаться в тяжелых дорожных условиях и по бездорожью.



- *Плавность хода автомобиля* – свойство обеспечивать допустимый уровень воздействия на водителя и кузов автомобиля при движении по неровным дорогам с максимально возможной скоростью.
- *Свойства надежности автомобиля* характеризуют способность обеспечивать его безотказную эксплуатацию. К этой группе относятся безотказность, долговечность, ремонтпригодность, сохраняемость автомобиля.



Эксплуатационные свойства автомобиля оценивают измерителями и показателями. Измерителем называется единица измерения, характеризующая свойство с качественной стороны (например, скорость движения автомобиля). Показателем эксплуатационного свойства является число, определяющее величину измерителя этого свойства, его количество (например, значение максимальной скорости автомобиля).



Оценочные показатели эксплуатационных свойств автомобиля регламентируются нормативно-техническими документами. К ним относят:

- – международные – документы, разрабатываемые Европейской экономической комиссией Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) (например, Правила ЕЭК ООН № 13, которые применяются к торможению отдельных механических транспортных средств);
- – директивы Европейского сообщества (ЕС) (например, Директива 88/194 ЕС, предполагающая применение антиблокировочных устройств на автомобилях полной массой свыше 16 тонн);
- – государственные – стандарты (ГОСТы, СТБ и др.).



На условия эксплуатации автомобиля оказывают влияние дорожные, климатические и транспортные факторы. *Дорожные* факторы определяются характеристиками опорной поверхности (подъемы, спуски, повороты, покрытие дороги, ширина проезжей части и т. п.), интенсивностью движения транспортного потока и др. *Климатические* – температурой, влажностью, давлением окружающего воздуха, интенсивностью осадков, сезонным изменением состояния дорожного покрытия. *Транспортные* – дальностью перевозок, видами и характеристиками грузов, числом пассажиров и т. д.

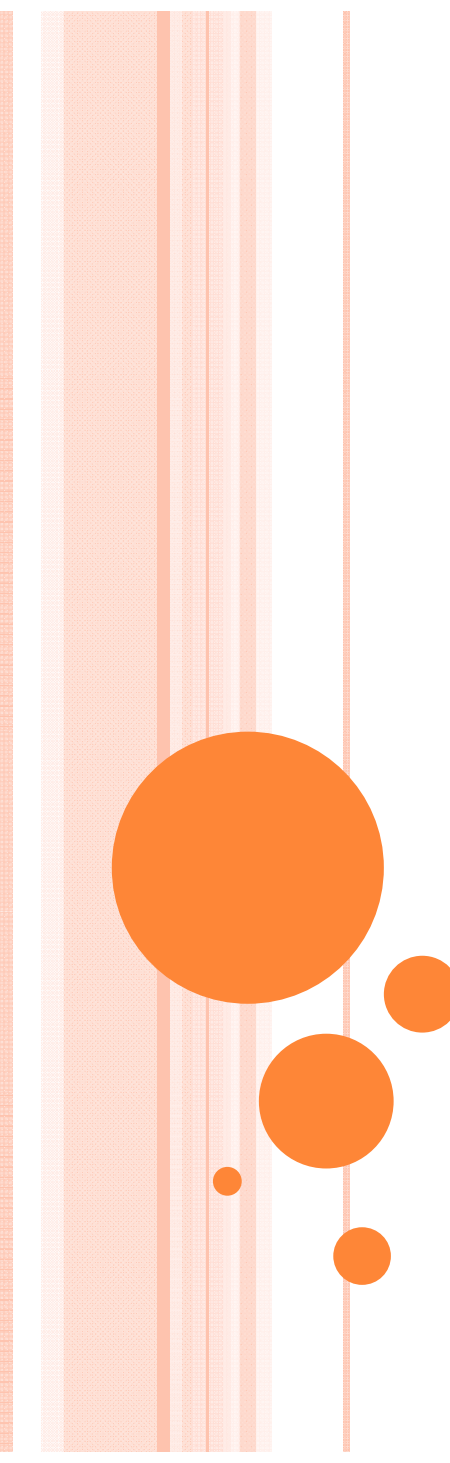


Эффективность использования автомобиля в данных условиях эксплуатации достаточно полно характеризует его производительность, которая определяется грузоподъемностью (пассажировместимостью) автомобиля и его средней технической скоростью. Грузоподъемность — максимальная масса груза, перевозимого автомобилем. Пассажировместимость — количество пассажиров, перевозимых одновременно. При этом нагрузка на ось автомобиля не должна превышать допустимую по дорожным условиям. Средняя техническая скорость автомобиля — это средняя скорость за время нахождения автомобиля в движении, включая остановки в ожидании возможности продолжить движение.



Одним из первых исследователей движения автомобиля был русский ученый Н. Е. Жуковский. В 1905 г. он изучал явления, возникающие при качении колес различного диаметра, жестко закрепленных на оси, и в 1917 г. изложил теорию движения автомобиля. В 1918 г. Академик Е. А. Чудаков прочел первые лекции по данной теме в Московском высшем техническом училище. В дальнейшем это направление получило развитие в исследованиях многих зарубежных и отечественных ученых.





ТЕМА 1

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

1.1. Геометрические параметры колеса



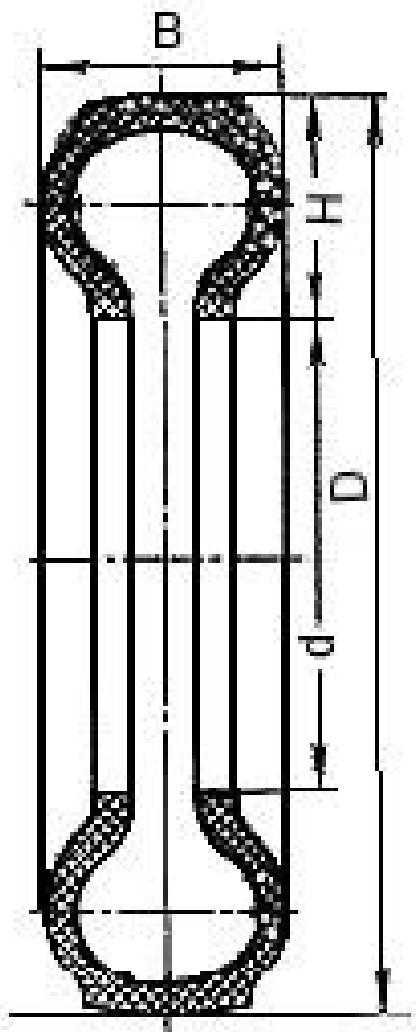


Рис. 1.1.
Геометрические
размеры шины

- Автомобиль взаимодействует с опорной поверхностью посредством колес, которые обеспечивают его движение, поддрессоривание, изменение направления движения, передачу динамических нагрузок от автомобиля на дорогу. Автомобильное колесо состоит из обода и шины.



- Основными геометрическими параметрами шины являются: наружный диаметр D ; посадочный диаметр d ; высота профиля H ; ширина шины B (рис. 1.1). Процентное отношение высоты профиля шины к его ширине (H / B) называют серией шины. В обозначениях шин обычно указывают размеры D , B , d и конструкцию каркаса (направление нитей основы корда). Буквой R обозначают шины с радиальным кордом. Размеры D и d могут выражаться в дюймах или миллиметрах. Например, маркировка шины 175/70R13 означает:
- 175 – ширина профиля шины в миллиметрах;
- 70 – серия шины (отношение H / B) в процентах; R – шина радиальной конструкции;
- 13 – посадочный диаметр шины (наружный диаметр обода) в дюймах.
- Если в маркировке шины отсутствует буква R , то шина диагональной конструкции.



Упругость сжатого воздуха внутри шины при качении колеса по неровностям дороги обеспечивает его деформирование, что позволяет плавно перемещаться оси колеса. В процессе взаимодействия колеса с опорной поверхностью происходит деформация как шины, так и опорной поверхности. В соответствии с тем, как они соотносятся, выделяют:

- – движение деформируемого колеса по недеформируемой поверхности (деформация поверхности незначительна в сравнении с деформацией шины; характерный режим качения колес автомобиля как транспортного средства, предназначенного для движения по дорогам с усовершенствованным покрытием);
- – движение недеформируемого (жесткого) колеса по деформируемой поверхности (нетипичный случай движения автомобиля по снегу, сыпучему песчаному грунту и др.);
- – движение деформируемого колеса по деформируемой поверхности. Типичный режим движения автомобилей повышенной проходимости (с пониженным давлением воздуха в шинах по грунтам с малой несущей способностью).



- Колесо с пневматической шиной имеет различные радиусы и величины, наименования которых условны.
- *Свободный радиус*

$$r_c = 0,5D,$$

- где D – наружный диаметр наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии его контакта с опорной поверхностью.
- *Статический радиус* – расстояние от центра неподвижного колеса до опорной поверхности, при этом на колесо действует только нормальная нагрузка. Его определяют по выражению ой поверхностью.

$$r_{CT} = 0,5d + \lambda_z \cdot H,$$

- где d – посадочный диаметр шины; λ_z – коэффициент вертикальной деформации шины, зависящий от ее типа; H – высота профиля шины.



- *Динамическим (силовым) радиусом r_d колеса, движущегося под действием силовых факторов, называют расстояние от оси колеса до плоскости, в которой располагается равнодействующая тангенциальных реакций грунта, приложенных к колесу (рис. 1.2). При движении колеса по твердой опорной поверхности (асфальт и др.) динамический радиус примерно равен статическому.*

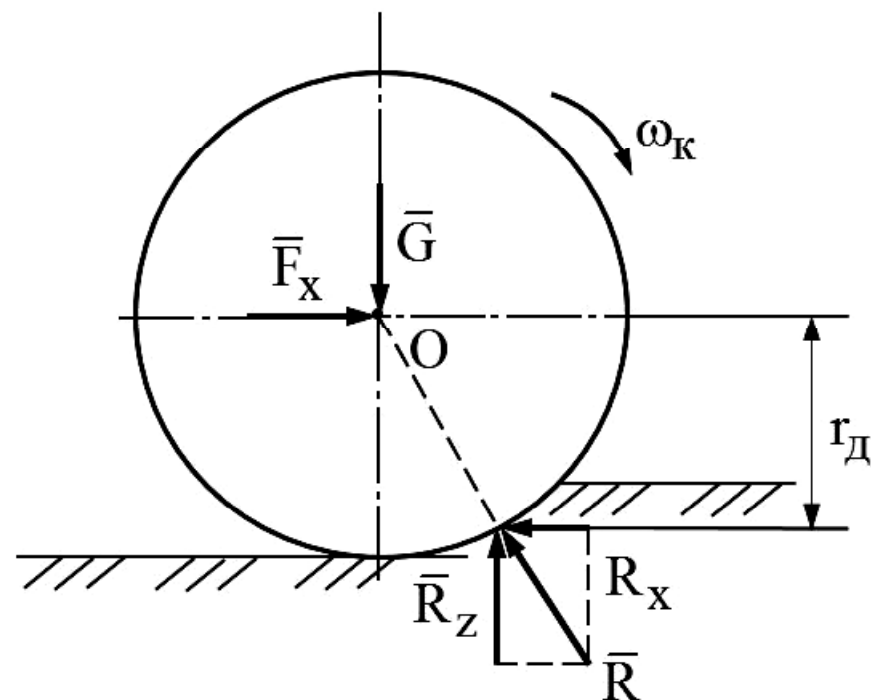


Рис. 1.2. Схема сил, действующих на ведомое колесо



- Радиус качения (кинематический) r_K – отношение поступательной скорости центра колеса к его угловой скорости:

$$r_K = \frac{v}{\omega_K},$$

- где v – скорость центра колеса; ω_K – угловая скорость вращения колеса.
- Радиус качения определяет путь, проходимый колесом за один оборот. Непосредственно измерить его нельзя, т. к. на проходимый колесом путь влияют тангенциальная эластичность шины и проскальзывание в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. На движущееся колесо действуют различные силы и моменты. У катящегося под действием крутящего момента колеса элементы протектора шины, входящие в контакт с опорной поверхностью, подвергаются сжатию, а выходящие из контакта – растяжению.



- При повышении величины момента наступает такой режим качения колеса, когда точки шины, расположенные в площади контакта, начинают перемещаться относительно опорной поверхности. Если при этом в зоне контакта есть точки шины, не перемещающиеся относительно поверхности, то такой режим называют упругим проскальзыванием колеса. Перемещение всех точек шины, находящихся в контакте, — скольжение колеса. Таким образом, вследствие тангенциальной деформации шины путь, проходимый колесом за один оборот, зависит от величины крутящего момента. Академик Е. А. Чудаков предложил формулу для расчета радиуса качения в зависимости от крутящего момента M_K , приложенного к колесу:

$$r_K = r_{KO} - \lambda_\tau \cdot M_K,$$

- где r_{KO} — радиус качения при нулевом крутящем моменте; λ_τ — коэффициент тангенциальной эластичности шины.



- Изменение радиуса качения колеса от приложенного к нему крутящего момента представлено на рис. 1.3. На участках 1–2 и 3–4 происходит упругое проскальзывание и скольжение колеса в пятне контакта; на участках 0–1 и 4–5 – полное скольжение. Штриховой линией показано изменение радиуса качения за счет упругой деформации шины колеса (участок 2–3). Радиус качения колеса на участках 1–2 и 3–4 определяется по формуле (1.1). Радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта шины будем обозначать r_0 .

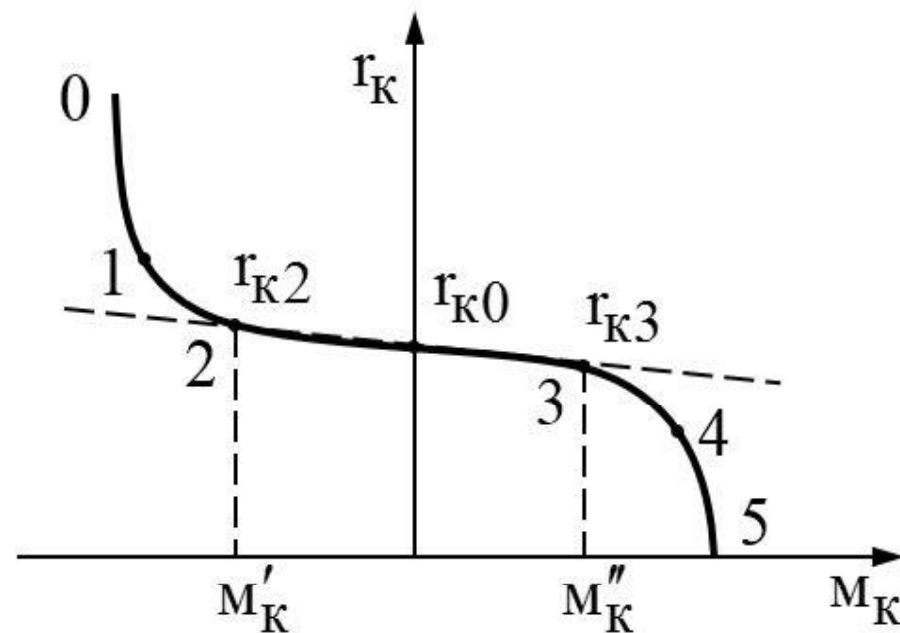


Рис. 1.3. Зависимость радиуса качения колеса от крутящего момента, приложенного к нему

○ 1.2. Кинематика движения колеса



- Рассмотрим качение колеса по твердой опорной поверхности (рис. 1.4).

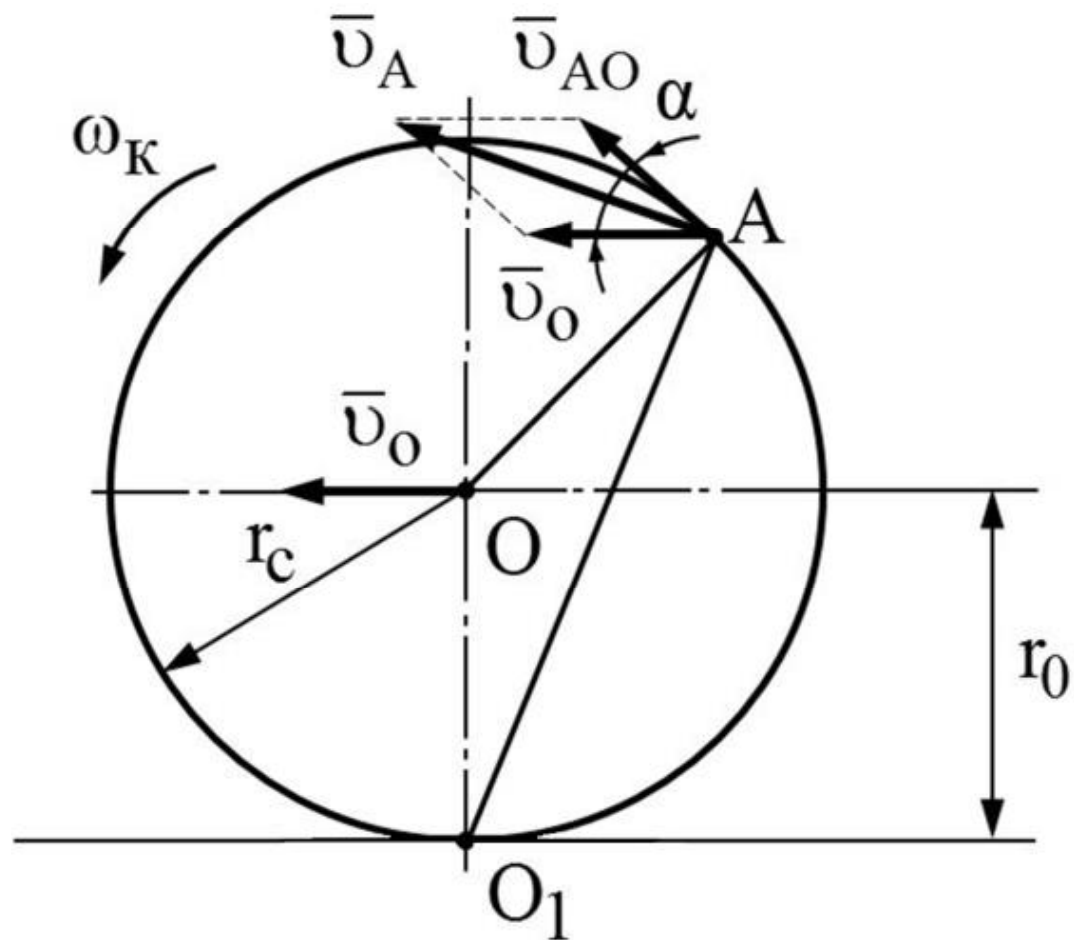


Рис. 1.4. Определение скоростей точек протектора шины

- Качение колеса является сложным движением. Точки колеса перемещаются поступательно со скоростью центра колеса v_O и вращаются относительно его с угловой скоростью ω_K . Таким образом, колесо совершает плоскопараллельное движение, которое в каждый момент времени можно представить как вращение относительно мгновенного центра вращения (точки тела, скорость которой равна нулю). Предположим, мгновенный центр вращения (точка O_1) лежит в пятне контакта шины с опорной поверхностью ($v_{O_1} = 0$). Вектор скорости точки A , лежащей на протекторе шины,

$$\bar{v}_A = \bar{v}_O + \bar{v}_{AO},$$

- где v_O – скорость центра колеса; v_{AO} – скорость точки A во вращении относительно центра колеса.



- Скорость центра колеса

$$v_O = r_O \cdot \omega_K,$$

- где r_O – радиус качения колеса без скольжения; ω_K – угловая скорость вращения колеса.
- Скорость точки A относительно центра колеса:

$$v_{AO} = r_C \cdot \omega_K,$$

- где r_C – свободный радиус колеса.
- Модуль скорости точки A:

$$v_A = \sqrt{v_O^2 + v_{AO}^2 + 2v_O \cdot v_{AO} \cdot \cos \alpha},$$

- где α – угол между векторами $\vec{v}_O$ и $\vec{v}_{AO}$.



- Скорость точки А можно определить и с учетом того, что колесо совершает в данный момент времени чисто вращательное движение относительно мгновенного центра вращения (точки O_1). Тогда скорость точки А

$$v_A = \omega_K \cdot O_1A, \quad \bar{v}_A \perp O_1A.$$

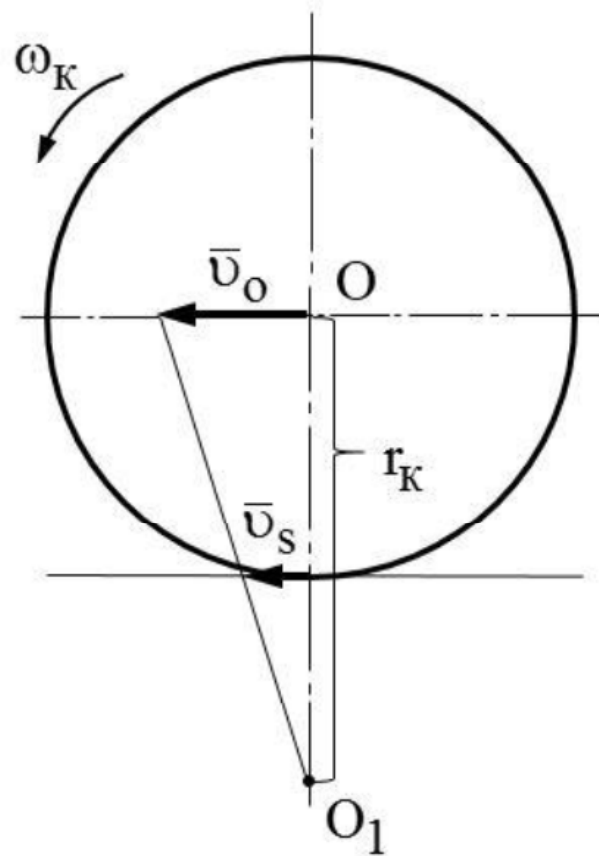
- Был рассмотрен режим движения колеса без проскальзывания элементов шины в пятне контакта с опорной поверхностью. Мгновенный центр вращения колеса в этом случае располагается в пятне контакта. В зависимости от скорости скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью мгновенный центр вращения колеса может занимать различные положения (рис. 1.5).



- Если положение мгновенного центра вращения (точки O_1) ниже пятна контакта, то взаимодействующая с поверхностью часть шины перемещается по направлению движения колеса (рис. 1.5, а). Такой режим движения колеса называют скольжением. При положении мгновенного центра вращения (точки O_1) выше пятна контакта взаимодействующая часть шины с поверхностью перемещается против направления движения колеса (рис. 1.5, б). Колесо движется в режиме буксования. Таким образом, радиус качения (расстояние от центра колеса до мгновенного центра вращения) изменяется от нуля (колесо буксует при неподвижном автомобиле) до бесконечности (колесо заблокировано при движущемся автомобиле).



a)



б)

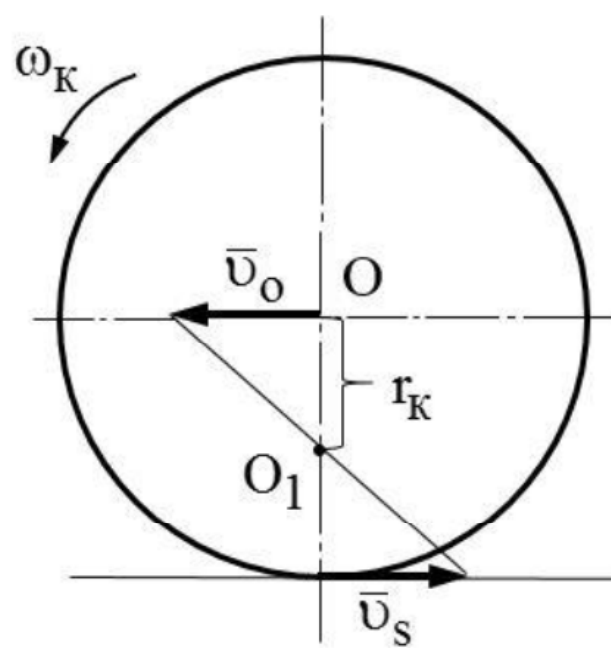


Рис. 1.5. Положение мгновенных центров вращения колеса



○ 1.3. Сцепление колеса с опорной поверхностью



- Режим качения колеса определяют по способу приведения его во вращение. Если к колесу не подводится крутящий момент, передаваемый трансмиссией автомобиля, то его называют ведомым. Колесо является ведущим при воздействии на него крутящего момента, передаваемого трансмиссией автомобиля. Колесо считают тормозящим при действии на него тормозного момента, приложенного к ступице колеса от тормозных механизмов.



- Сцепление ведущего колеса с опорной поверхностью происходит за счет трения опорных поверхностей шины и грунтозацепов, упора грунтозацепов шины в почву, сопротивления срезу почвы, расположенной между грунтозацепами. Силы, возникающие в процессе этих явлений, суммируются в касательную (окружную) силу на ведущем колесе, т. е. силу, которую создает крутящий момент (рис. 1.6):

$$R_x = \frac{M_k}{r_d},$$

- где M_k – крутящий момент, подведенный к колесу; r_d – динамический радиус колеса.
- Реакция почвы $F_k = R_x$, толкая колесо, придает ему поступательное движение.



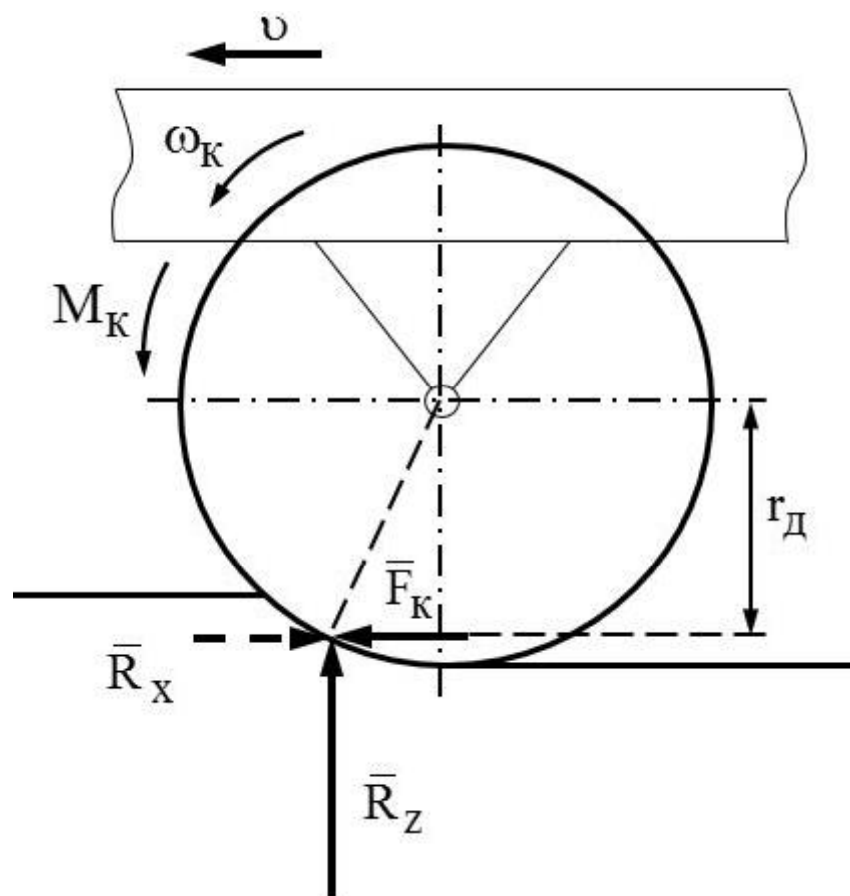


Рис. 1.6. Взаимодействие ведущего колеса с почвой



- Касательная сила на ведущем колесе реализуется в процессе силового взаимодействия его с почвой. В момент срыва почвы в пятне контакта колесо ускоренно раскручивается. При этом величина касательной силы ограничена и равна силе трения колеса с почвой. Сцепление колеса с почвой оценивается коэффициентом сцепления φ , равным отношению касательной силы F_K в пятне контакта к нормальной нагрузке G , действующей на колесо:

$$\varphi = \frac{F_K}{G}.$$



- Коэффициент сцепления зависит от таких эксплуатационных факторов, как износ протектора и давление воздуха в шине, вид и состояние опорной поверхности (табл. 1.1).

- Табл. 1.1. Значение коэффициента сцепления

Дорожное покрытие	Сухая поверхность	Мокрая поверхность
Асфальт	0,7...0,8	0,45...0,55
Грунтовая дорога	0,4...0,6	0,2...0,45
Глина	0,5...0,6	0,3...0,4
Песок	0,2...0,4	0,35...0,5
Обледенелая дорога	0,2...0,3	—
Дорога, покрытая снегом	0,2...0,4	—
Лед	0,08...0,2	—



- При скольжении или буксовании в пятне контакта шины путь, проходимый колесом, будет больше или меньше, чем при отсутствии указанных явлений. Действительная скорость поступательного движения оси колеса

$$v_D = v_T \pm v_S ,$$

- где v_T — теоретическая скорость движения при отсутствии проскальзывания в пятне контакта шины; v_S — скорость относительного скольжения шины и опорной поверхности; «−» — для ведущего колеса; «+» — для ведомого или тормозящего колеса.



- Скольжение в пятне контакта шины оценивается коэффициентом скольжения:
- – *при ведущем режиме*

$$S_{\delta} = \frac{v_s}{v_T} = \frac{v_T - v_D}{v_T} = \frac{r_O - r_K}{r_O},$$

- где r_O – радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта;
- – *при тормозном режиме*

$$S = \frac{v_s}{v_D} = \frac{v_D - v_T}{v_D} = \frac{r_K - r_O}{r_K}.$$



- При ведущем и тормозном режимах качения колеса при отсутствии скольжения в пятне контакта коэффициент скольжения $S = 0$
- ($r_K = r_O$). При полном скольжении $S = 1$. При ведущем режиме – это неподвижный автомобиль и буксующие ведущие колеса ($r_K = 0$); при тормозном – движущиеся юзом колеса автомобиля (блокировка $r_K = \infty$).
- Зависимость коэффициента сцепления колес φ от коэффициент скольжения S представлена на рис. 1.7.
- Максимальное сцепление колеса с различными опорными поверхностями достигается в диапазоне $S = 10...15 \%$ коэффициента относительного проскальзывания в пятне контакта шины.



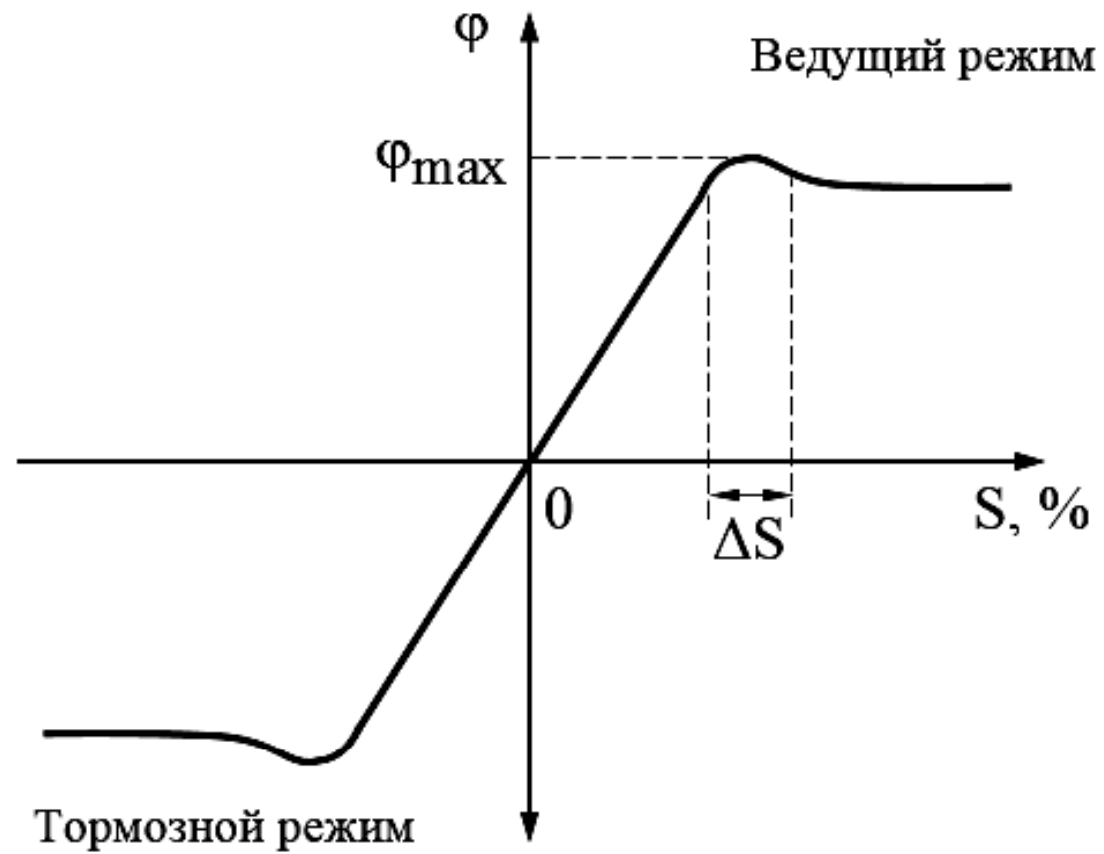


Рис. 1.7. Зависимость коэффициента сцепления колеса от коэффициента скольжения



○1.4. **Сопротивление качению колеса**



- Под действием нормальной нагрузки шина неподвижного колеса деформируется. Форма пятна контакта шины неподвижного колеса приблизительно имеет вид эллипса. Эпюра элементарных реакций опорной поверхности в пятне контакта симметрична относительно вертикальной линии, проходящей через центр колеса (рис. 1.8, а). Результирующая реакция R_z элементарных реакций поверхности располагается на этой вертикальной линии.



- При движении колеса под действием силовых факторов происходит деформация шины как в вертикальном, так и тангенциальном направлениях. Вследствие этого результирующая реакция R_Z смещается по ходу движения колеса на величину a (рис. 1.8, б). Возникает момент результирующей реакции R_Z относительно центра колеса O , препятствующий его движению. Этот момент называют моментом сопротивления качению колеса:

$$M_f = R_Z \cdot a,$$

- где a — коэффициент трения качения.



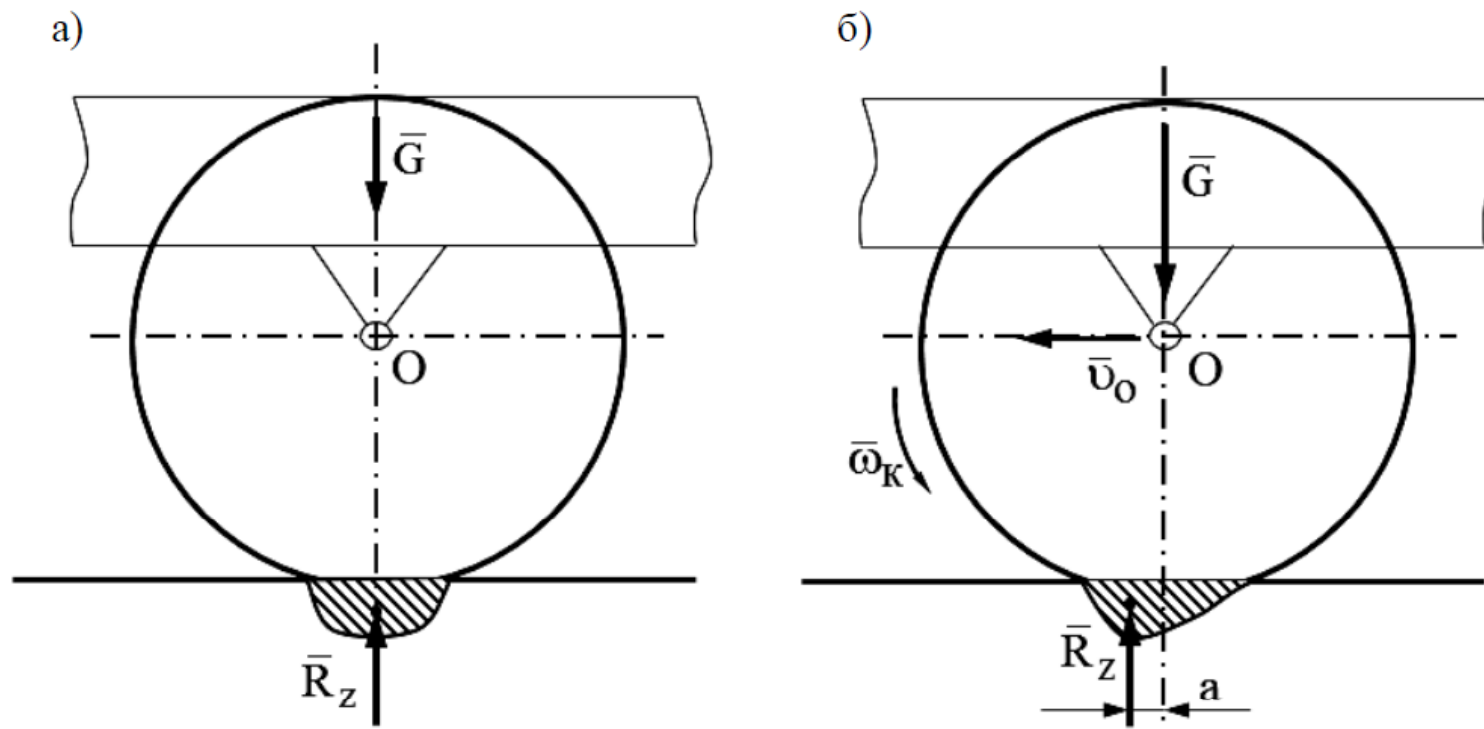


Рис. 1.8. Эпюры элементарных реакций опорной поверхности в пятне контакта шины: а – неподвижное колесо; б – движущееся колесо



- На величину момента сопротивления качению колеса влияют тип, конструкция и серия шины, скорость движения автомобиля, давление воздуха в шине, нормальная нагрузка на колесо, температура окружающей среды и др.



○ 1.5. Режимы качения колеса



- **Качение ведомого колеса по недеформируемой горизонтальной поверхности (рис. 1.9).** Ведомое колесо движется под действием силы R_p , передаваемой со стороны рамы автомобиля. Силу R_p разложим на две составляющие:

$$\bar{R}_p = \bar{G} + \bar{F}_x .$$



- Вертикальная сила G – это нормальная нагрузка, передаваемая на ось от рамы автомобиля. Горизонтальная составляющая – сила F_x – является толкающей силой, которая заставляет колесо направляться в сторону его движения. Вследствие неравномерного вращения колеса действует момент M_j . В пятне контакта шины с опорной поверхностью возникает сила реакции R :

$$\bar{R} = \bar{R}_x + \bar{R}_z,$$

- где R_x , R_z – горизонтальная и вертикальная составляющие силы R .



- При неравномерном движении на автомобиль действует сила инерции F_j , которая преодолевается соответствующим изменением толкающей силы F_x , а момент M_j — некоторой частью горизонтальной составляющей равнодействующей реакции поверхности R_x .
- Рассмотрим мощностной баланс ведомого колеса. Мощность, подводимая к колесу,

$$P_x = P_s + P_f + P_j.$$



- Она расходуется на:
- – трение в пятне контакта шины с опорной поверхностью и деформацию самой шины:

$$P_s = |R_x \cdot v_s| = |R_x \cdot \omega_K (r_K - r_o)|;$$

- – сопротивление качению колеса:

$$P_f = M_f \cdot \omega_K = R_z \cdot a \cdot \omega_K;$$

- – сопротивление ускоренному вращению колеса:

$$P_j = M_j \cdot \omega_K.$$



- При равномерном движении и отсутствии скольжения в пятне контакта шины с опорной поверхностью ($P_s = 0$, $P_j = 0$), учитывая $R_Z = G$, уравнение баланса мощностей ведомого колеса в развернутом виде

$$F_x \cdot r_o \cdot \omega_K = G \cdot a \cdot \omega_K.$$

- Отношение толкающей силы F_x к вертикальной нагрузке G при равномерном качении колеса называют коэффициентом сопротивления качению:

$$f = \frac{F_x}{G} = \frac{a}{r_o}.$$

- Тогда

$$F_x = G \cdot f = F_f.$$



- Силу F_f называют силой сопротивления качению колеса и в расчеты она вводится условно. Сила сопротивления качению колеса численно равна силе, приложенной к оси колеса для того, чтобы обеспечить его равномерное качение.
- Значение силы R_x в пятне контакта ограничено трением шины и поверхности:

$$R_x = F_x \leq \varphi \cdot G$$

- или

$$f \leq \varphi,$$

- где φ – коэффициент сцепления.



- При выполнении этого условия ведомое колесо движется в режиме качения. В противном случае будет происходить юз колеса, т. е. его скольжение.
- Коэффициент сопротивления качению зависит от конструкции шины, давления воздуха в ней, скорости движения автомобиля, нормальной нагрузки, состояния опорной поверхности. В инженерной практике коэффициент сопротивления качению шин выбирают по справочным таблицам (табл. 1.2).



○ Табл. 1.2. Значение коэффициента сопротивления качению

Дорожное покрытие	f
Асфальтобетонное	0,013...0,020
Гравийное	0,04...0,07
Грунтовое	
сухое	0,025...0,035
влажное	0,05...0,15
Песчаное	
сухое	0,1...0,3
влажное	0,06...0,15
Снежное укатанное	0,07...0,10



- **Качение ведущего колеса** происходит под действием крутящего момента M_K (рис. 1.10). При ускоренном движении автомобиля на колесо действует момент сопротивления ускоренному вращению колеса M_j . Со стороны рамы автомобиля на ось колеса воздействует реакция

$$\bar{R}_p = \bar{G} + \bar{F}_T,$$

- где G , F_T – вертикальная и горизонтальная составляющие реакции R_p соответственно.



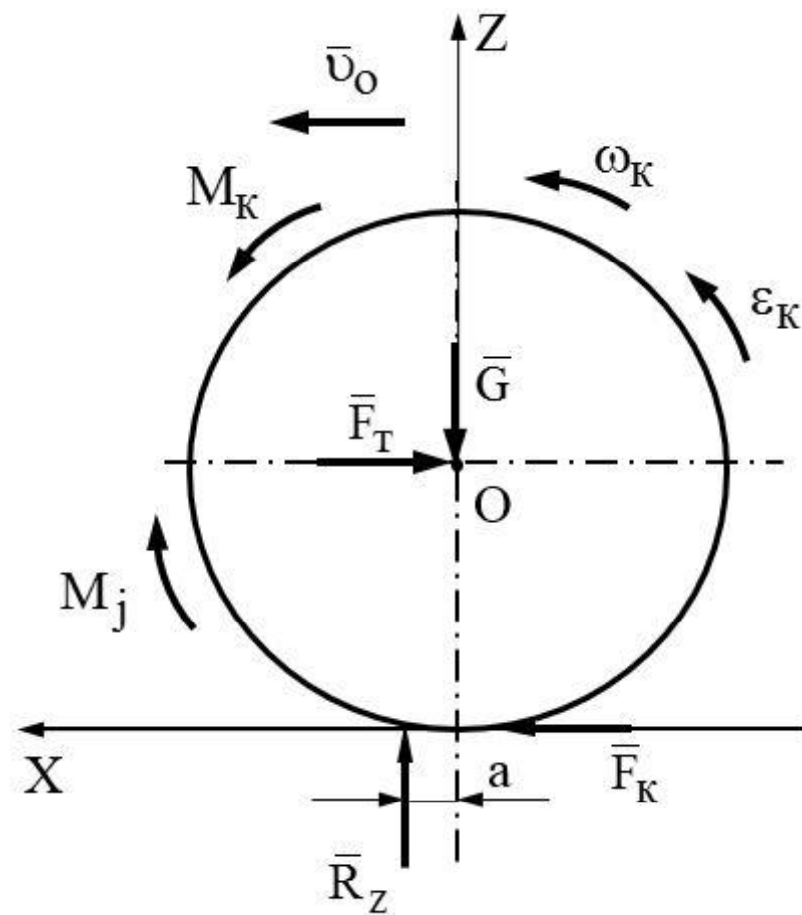


Рис. 1.10. Силы и моменты, действующие на ведущее колесо



- При качении ведущего колеса под действием крутящего момента M_K на раму автомобиля передается сила, направленная в сторону его движения. Одновременно с этим на колесо действует противоположно направленная сила F_t . Силу, которая передается от колеса на раму автомобиля, называют силой тяги ведущего колеса ($F_t = - F_x$) (см. рис. 1.10).
- Равнодействующую реакцию грунта разложим на вертикальную R_z и горизонтальную F_K составляющие. Отметим, что у ведомого колеса горизонтальная составляющая реакции поверхности направлена против его движения.



- Уравнение мощностного баланса при качении ведущего колеса без скольжения в пятне контакта

$$M_K \cdot \omega_K = F_T \cdot r_K \cdot \omega_K + M_f \cdot \omega_K + M_j \cdot \omega_K.$$

- Разделив члены на величину $r_K \cdot \omega_K$, получим

$$F_K = F_T + F_f + F_j,$$

- где F_K – окружная сила; F_j – сила инерции.

- Сила тяги:

$$F_T = F_K - F_f - F_j.$$



- Таким образом, сила тяги ведущего колеса равна окружной силе за вычетом силы сопротивления качению и силы сопротивления ускоренному движению колеса.
- При равномерном движении автомобиля максимально реализуемый ведущим колесом крутящий момент по сцеплению

$$M_{k \max} = (\varphi + f) G \cdot r_o.$$

- Мощность, подводимая от ведущих колес к раме автомобиля, всегда меньше мощности, подводимой к колесам. Это связано с потерями энергии на качение и буксование ведущего колеса. Определим коэффициент полезного действия (КПД) ведущего колеса:

$$\eta_k = \frac{P_T}{P_k},$$

- где P_T – мощность, передаваемая колесом раме; P_k – мощность, подведенная к колесу.



- При равномерном движении

$$\eta_K = \frac{F_T \cdot r_K \cdot \omega_K}{F_K \cdot r_O \cdot \omega_K} = \frac{F_T}{F_K} \frac{r_K}{r_O},$$

- где ω_K – угловая скорость вращения колеса; r_O – радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта.
- Отношение F_T / F_K рассматриваем как КПД, учитывающий потери на качение колеса η_f , а отношение r_K / r_O – КПД, учитывающий потери на буксование η_δ . Тогда КПД ведущего колеса

$$\eta_K = \eta_f \cdot \eta_\delta.$$



- Тормозной режим качения колеса (рис. 1.11). Сила F_x , действующая со стороны рамы автомобиля, является для тормозящего колеса движущей. Момент M_T , создаваемый тормозным механизмом, направлен противоположно вращению колеса. При торможении колесо вращается с замедлением ϵ_K . Учитывая, что мощность к тормозящему колесу подводится через силу F_x и момент M_j , уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$F_x \cdot r_o \cdot \omega_K + M_j \cdot \omega_K = M_T \cdot \omega_K + M_f \cdot \omega_K.$$

- Поскольку реакция R_x ограничена сцеплением колеса с поверхностью, реализуемый максимальный тормозной момент с достаточной степенью точности для инженерных расчетов определяют по формуле:

$$M_{T \max} = \varphi \cdot G \cdot r_o.$$



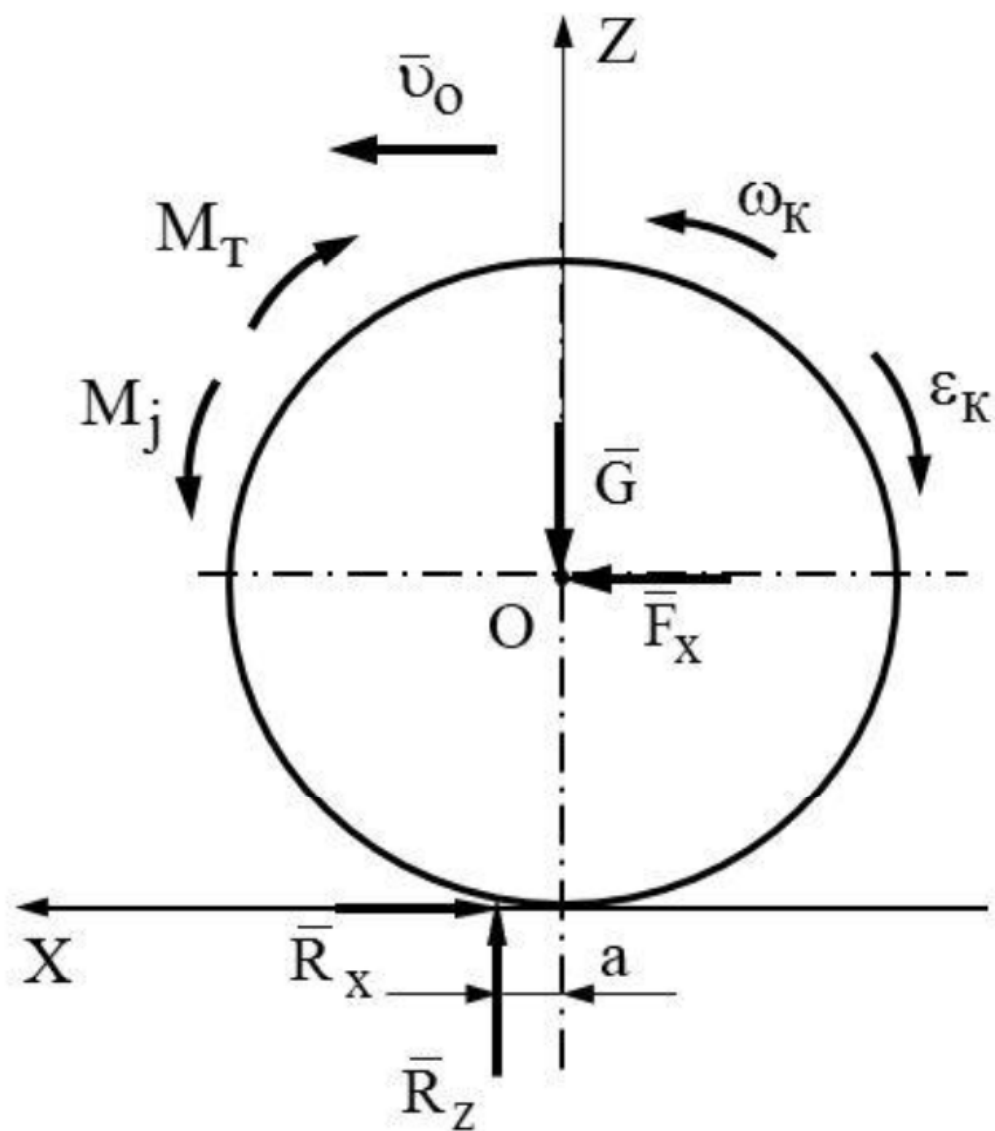


Рис. 1.11. Силы и моменты, действующие на тормозящее колесо

○1.6. Аквапланирование автомобильного колеса



- Сцепление шины автомобильного колеса с опорной поверхностью зависит от наличия влаги на поверхности (рис. 1.12). На участке а–б колесо движется по сухому асфальту. В начале слабого дождя (точка б) на асфальте появляется тонкий слой, состоящий из смоченной пыли. По мере увлажнения этого слоя коэффициент сцепления резко снижается (отрезок б–в). С увеличением уровня воды на асфальте смоченная пыль начинает смываться дождем. Асфальт очищается от смоченной пыли, грязи, коэффициент сцепления возрастает (отрезок в–г) и при дожде остается без изменения (отрезок г–д). По окончании дождя по мере высыхания асфальта коэффициент сцепления начинает возрастать (отрезок д–е).

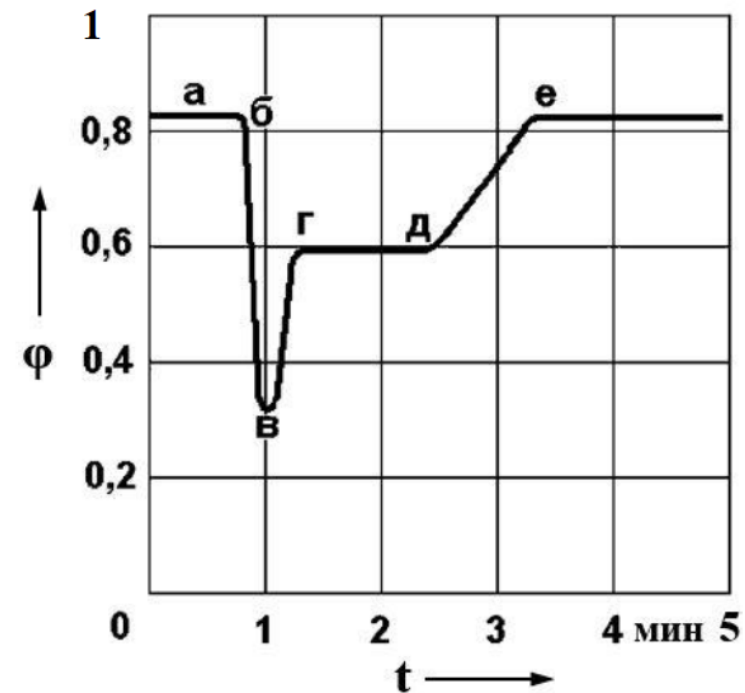


Рис. 1.12. Изменение коэффициента сцепления в зависимости от увлажнения асфальта

- Аквапланирование автомобильного колеса — это «всплывание» шины, движущейся с большой скоростью по водной поверхности. Например, движение автомобиля с высокой скоростью по асфальту в сильный дождь или по лужам на асфальте. Данное явление опасно из-за потери непосредственного контакта шины с асфальтом. Схема возникновения аквапланирования автомобильного колеса представлена на рис. 1.13 (фирма Dunlop).

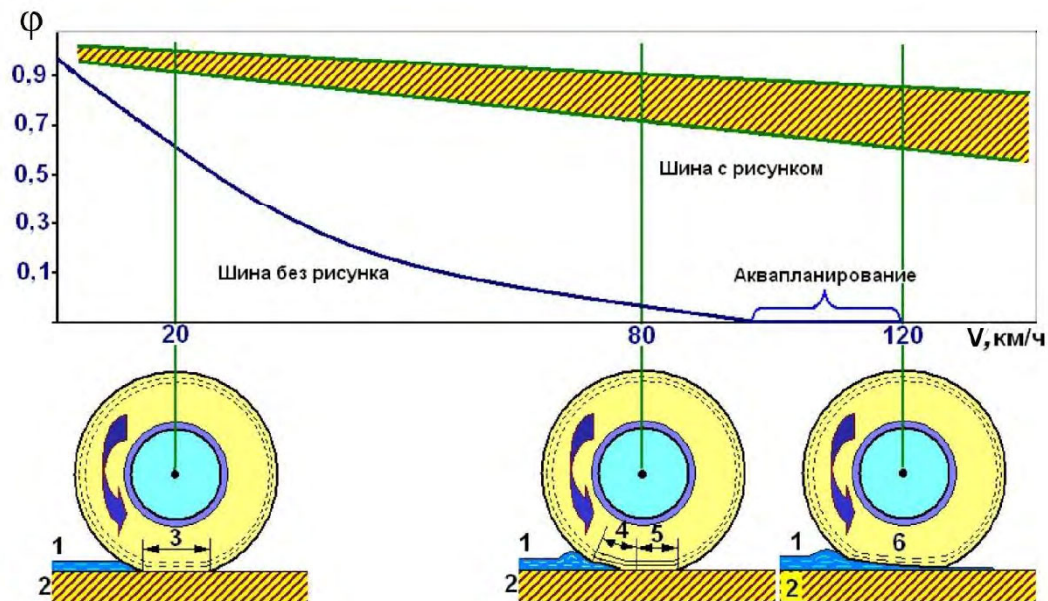


Рис. 1.13. Аквапланирование колеса

- На рисунке показано, что при скорости автомобиля 100 км/ч коэффициент сцепления $\phi=0,01$. При наличии на колесах гладких шин происходит аквапланирование. Силовой контакт шины с асфальтом отсутствует. Торможение автомобиля в этом случае приводит к полной потере управляемости им. Автомобиль движется только в заданном направлении. Управление невозможно, т. к. скользящая по водной поверхности шина не воспринимает боковые силы. Автомобиль при этом легко смещается в сторону под действием внешних сил: наклона дороги, бокового ветра.
- Критическую скорость автомобиля по условию аквапланирования колеса при движении по ровной дороге с толщиной водной пленки 15 мм можно определить по эмпирической формуле:

$$v_a = 63\sqrt{10p_{\text{ш}}},$$

- где $p_{\text{ш}}$ – давление в шине, МПа.

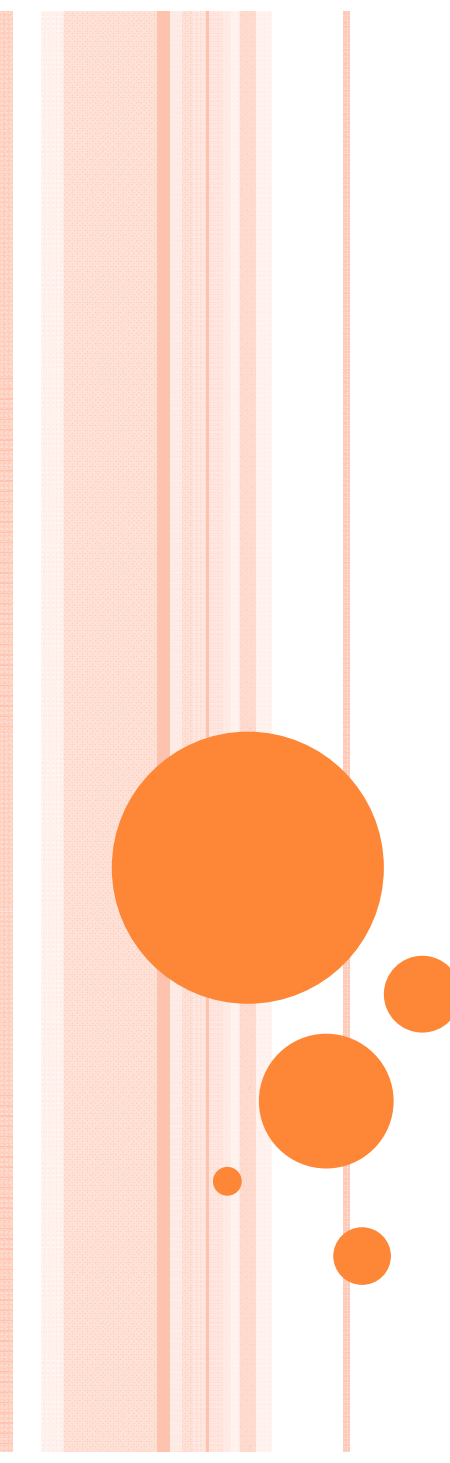


- Для колеса передней оси при $p_{ш} = 0,18$ МПа критическая скорость $v_a = 85$ км/ч, а при $p_{ш} = 0,14$ МПа $v_a = 75$ км/ч.
- Аквапланированию колеса препятствует рисунок протектора шины. Например, фирма Goodyear для отвода воды из зоны контакта шины применяет технологию Eagle. Другие производители называют ее Venture. Продольных и поперечных канавок шины по этой технологии нет. Их роль выполняют v-образные канавки, по которым вода удаляется из пятна контакта. Других канавок на протекторе нет. Поэтому жесткость протектора повышается в поперечном и продольном направлениях. В то же время рисунок протектора обладает едва заметной асимметрией. Это позволяет уйти от резонансных частот вращения колеса, которые наблюдаются у симметричных шин, когда при определенной частоте вращения колесо «бьет», передавая вибрацию на руль.



- Аквапланирование определяется удельным давлением в пятне контакта и давлением воздуха в шине, а также серией шины. В связи с этим узкие шины имеют меньшую склонность к аквапланированию, чем широкие низкого профиля. Установлено, что при износе протектора на 50 % увеличивается склонность к аквапланированию.





ТЕМА 2

ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

2.1. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ

- Тягово-скоростные свойства автомобиля характеризуют его способность осуществлять с предельной интенсивностью разгон, выполнять транспортную работу в широком диапазоне изменения скоростей движения, преодолевать максимальные подъемы дороги. Эти свойства определяются техническими показателями двигателя и сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью.
- Нормируемыми оценочными показателями тягово-скоростных свойств автомобиля являются:
 - максимальная скорость автомобиля на горизонтальном участке с сухим ровным покрытием;
 - подъем, преодолеваемый автомобилем при трогании с места и при движении.



- В общем случае режим движения автомобиля состоит из:
 - неустановившегося режима – разгон с места с переключением передач до конечной скорости разгона;
 - установившегося режима – движение со средней скоростью, равной конечной скорости разгона;
 - неустановившегося режима – замедление движения автомобиля от установившейся скорости до некоторой конечной скорости торможения и торможение до скорости, равной нулю.



2.2. Силы, действующие на автомобиль при его движении

- Рассмотрим общий случай движения автомобиля на подъем с ускорением (рис. 2.1). Принимаем следующие допущения: центр тяжести (точка C) расположен в продольной плоскости симметрии автомобиля; сцепление колес с опорной поверхностью одинаковое, поэтому пространственная конструкция представлена плоской моделью автомобиля.



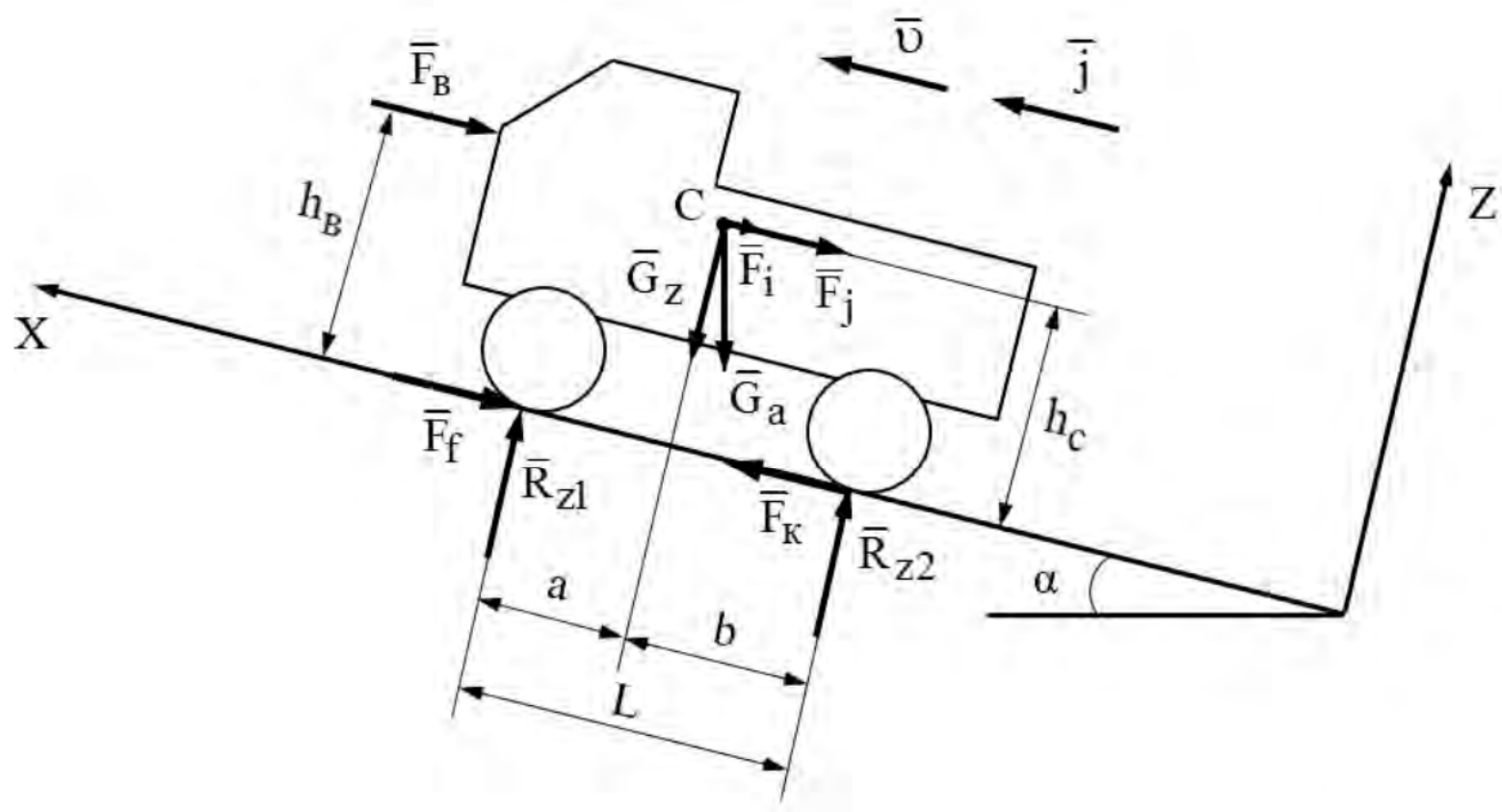


Рис. 2.1. Расчетная схема движения автомобиля



- Силы, действующие на автомобиль во время движения, разделяют на: движущие; силы сопротивления движению; нормальные к направлению движения.
- К движущим силам относятся окружная сила F_k на ведущих колесах (возникает от крутящих моментов, подведенных к ведущим колесам от трансмиссии автомобиля) и продольная составляющая веса автомобиля F_i при движении под уклон. Движущие силы совершают полезную работу.
- Силы сопротивления движению автомобиля – сила сопротивления воздуха F_v ; сила сопротивления качению колес F_f ; сила сопротивления, препятствующая ускоренному движению автомобиля, F_j ; продольная составляющая веса автомобиля F_i при движении на подъем. Они совершают работу сопротивления.
- Силы, нормально расположенные к направлению движения автомобиля, непосредственно работу не совершают, однако оказывают значительное влияние на показатели движения автомобиля. Это нормальные реакции R_{z1} , R_{z2} и нормальная составляющая силы тяжести G_z .



2.3. МОЩНОСТЬ И КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, ПОДВОДИМЫЕ К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

- Источником энергии, необходимой для движения автомобиля, является двигатель. На автомобилях применяют двигатели внутреннего сгорания: бензиновые или дизельные. Мощность двигателя P_e зависит от крутящего момента на коленчатом валу M_e и угловой скорости вращения коленчатого вала ω_e (частота вращения n_e). Мощность P_e изменяется в зависимости от количества топлива, подаваемого в двигатель. Оценку функциональных качеств параметров двигателя производят по его скоростной характеристике, на которой представляются кривые изменения эффективной мощности и крутящего момента на коленчатом валу двигателя в зависимости от его угловой скорости при установившемся режиме работы двигателя (рис. 2.2). Характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется внешней скоростной, а при неполной – частичной скоростной.



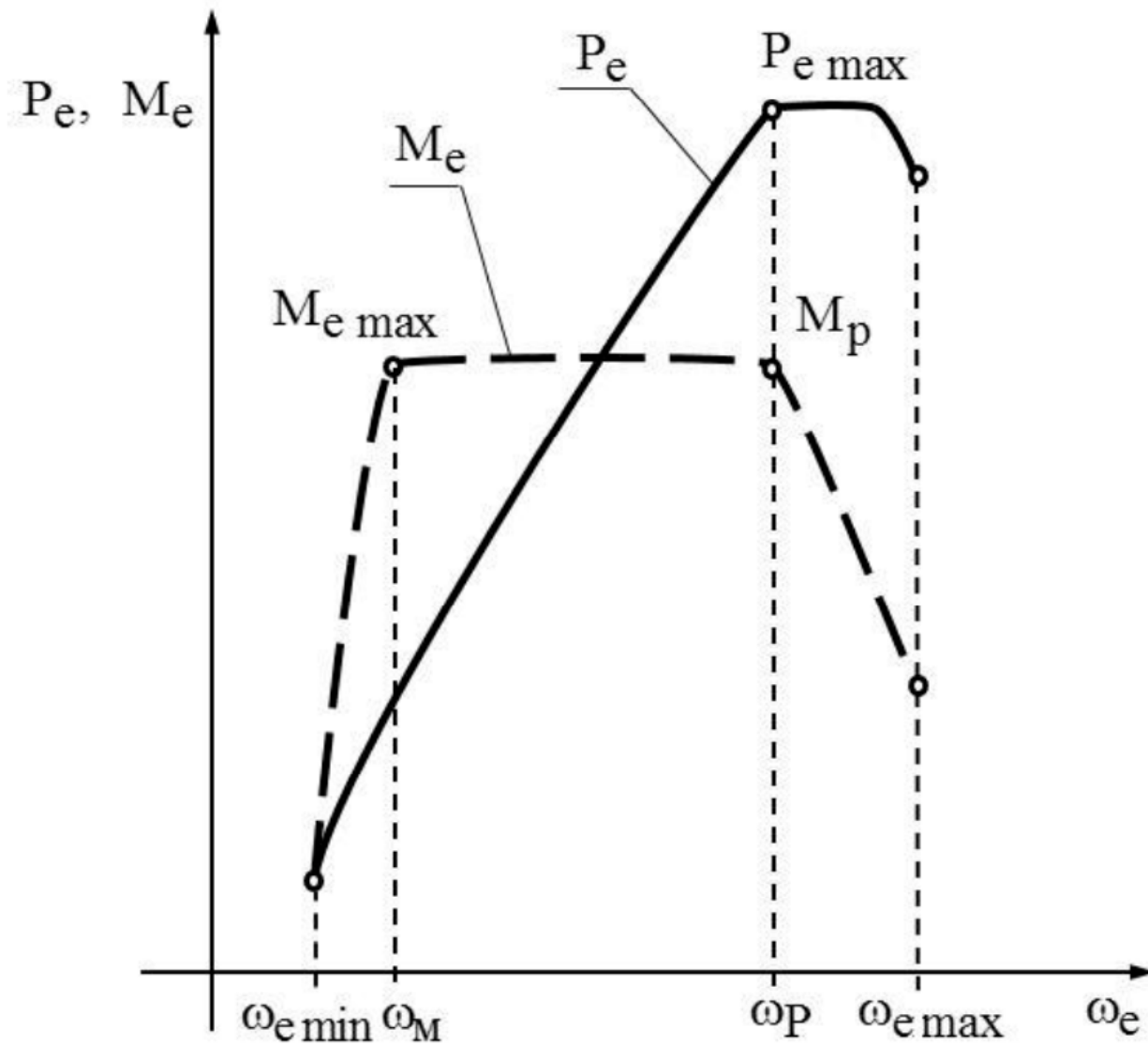


Рис. 2.2. Внешняя скоростная характеристика двигателя с электронным управлением подачи топлива

- Двигатель имеет одну внешнюю скоростную характеристику и множество частичных. Значения мощности и крутящего момента на частичных характеристиках меньше, чем на внешней скоростной, однако их изменения аналогичны.
- Мощность и крутящий момент двигателя на внешней скоростной характеристике обозначим P_e и M_e , а на частичной – P_d и M_d соответственно.
- Скоростные характеристики двигателя определяют на тормозных стендах, где создают нагрузку и фиксируют крутящий момент и угловую скорость вращения коленчатого вала. Тормозной момент дискретно изменяют и при достижении установившегося режима ($\omega_d = \text{const}$) фиксируют крутящий момент M_d . Мощность двигателя вычисляют по формуле:

$$P_d = M_d \cdot \omega_d.$$



- Важнейшие параметры внешней скоростной характеристики двигателя (см. рис. 2.2): $P_{e\max}$ – максимальная мощность; $M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент; M_p – крутящий момент при максимальной мощности (номинальный момент); ω_p – угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности; ω_m – минимальная угловая скорость вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте; ω_{emin} , ω_{emax} – минимальная и максимальная угловые скорости коленчатого вала двигателя соответственно; коэффициент приспособляемости по моменту B

$$k_M = \frac{M_{e\max}}{M_p};$$

- коэффициент приспособляемости по угловой скорости:

$$k_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_m}.$$



- Для построения внешней скоростной характеристики двигателя без указанных усовершенствований в тяговых расчетах автомобиля используют формулу С. Р. Лейдермана:

$$P_e = P_{e \max} \left[a \left(\frac{\omega_d}{\omega_p} \right) + b \left(\frac{\omega_d}{\omega_p} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_d}{\omega_p} \right)^3 \right],$$

- где a , b , c – коэффициенты, зависящие от типа и особенностей рабочего процесса двигателя; P_e , ω_d – текущие значения мощности двигателя и угловой скорости вращения коленчатого вала соответственно.



- При передаче мощности двигателя к ведущим колесам происходит потеря ее части на преодоление сил трения (трение в зубчатых зацеплениях, подшипниках, потери при перемешивании и разбрызгивании масла шестернями и т. д.) и гидравлические потери в механизмах трансмиссии (рис. 2.3). На неустановившихся режимах движения автомобиля, переходных режимах (переключение передач, кратковременное преодоление сопротивлений движению) возникают дополнительные потери. Потери в трансмиссии оцениваются ее коэффициентом полезного действия

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{д}}},$$

- где $P_{\text{к}}$, $P_{\text{д}}$ – мощность на ведущих колесах и мощность двигателя соответственно.



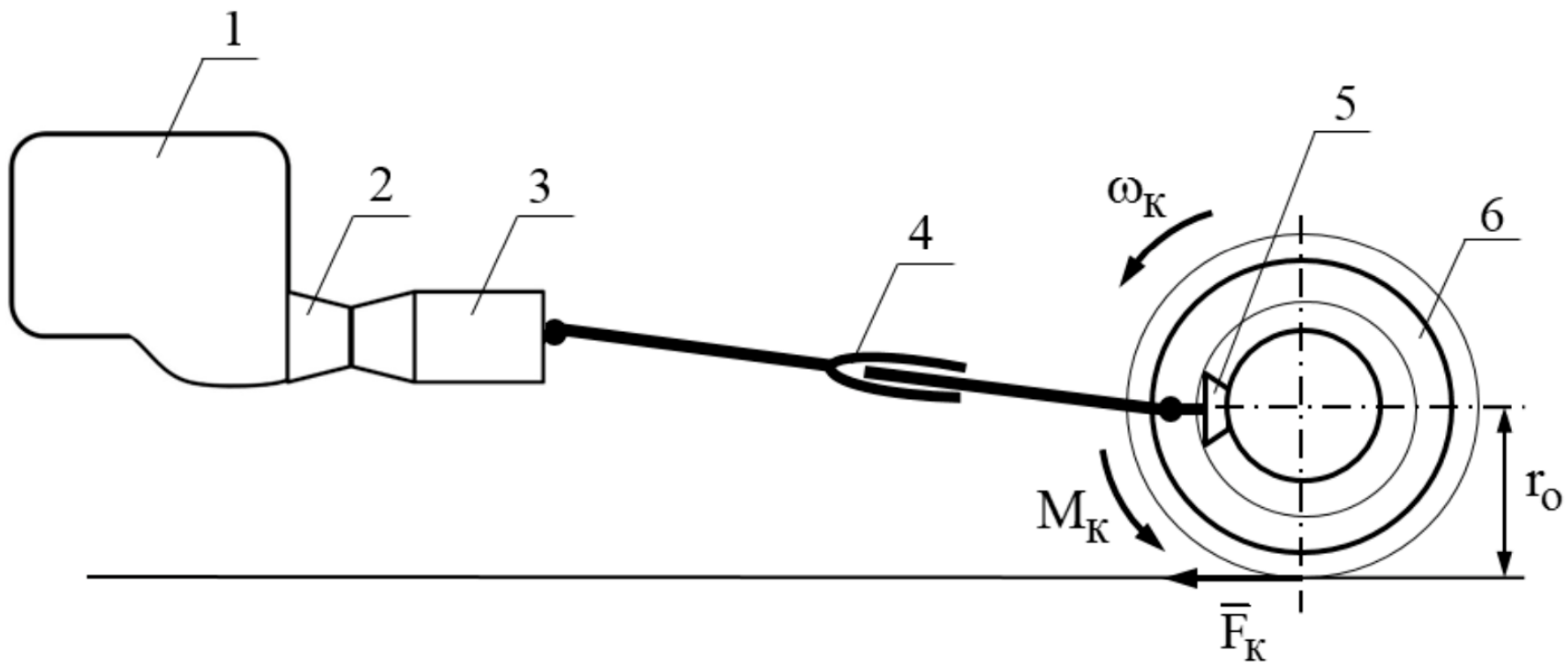


Рис. 2.3. Схема трансмиссии автомобиля: 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка перемены передач; 4 – карданный вал; 5 – главная передача; 6 – ведущее колесо

- Мощность, подводимая к ведущим колесам (см. рис. 2.3),

$$P_k = P_d \cdot \eta_{tr}.$$

- КПД трансмиссии

$$\eta_{tr} = \eta_{кпп} \cdot \eta_{кв} \cdot \eta_{гп},$$

- где $\eta_{кпп}$, $\eta_{кв}$, $\eta_{гп}$ – КПД коробки перемены передач, карданного вала и главной передачи соответственно.



- Крутящий момент, передаваемый трансмиссией ведущим колесам при неустановившемся режиме движения,

$$M_K = M_D \left(1 - \gamma_e \frac{d\omega_D}{dt} - \frac{I_M}{M_D} \frac{d\omega_D}{dt} \right) u_{тр} \cdot \eta_{тр},$$

- где γ_e – коэффициент, $\gamma_e = 0,001...0,002$; I_M – момент инерции маховика и деталей, связанных с ним; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии,

$$u_{тр} = u_{кпп} \cdot u_{гп},$$

- где $u_{кпп}$, $u_{гп}$ – передаточное число коробки передач и главной передачи соответственно.



- Если режим движения автомобиля установившийся, то

$$M_K = M_d \cdot u_{tr} \cdot \eta_{tr}.$$

- Окружная сила на ведущих колесах в этом случае определяется по формуле

$$F_K = \frac{M_d \cdot u_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_o}.$$



- При неустановившемся режиме движения окружная сила

$$F_k = \frac{M_d \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_o} - (\gamma_e \cdot M_d + I_M) \frac{u_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_o} \frac{d\omega_d}{dt} - \sum_{i=1}^n \frac{I_k}{r_o} \frac{d\omega_k}{dt},$$

- где n – число ведущих колес; I_k – момент инерции ведущего колеса.

- Окружная сила ограничивается сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью:

$$F_k \leq R_z \cdot \phi,$$

- где R_z – нормальная реакция опорной поверхности ведущих колес.



2.4. СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ АВТОМОБИЛЯ

- Рассмотрим силы сопротивления, действующие на автомобиль с задними ведущими колесами в случае его ускоренного движения на подъеме (см. рис. 2.1).
- **Сила сопротивления воздуха или аэродинамическое сопротивление.** Обтекание автомобиля воздушными потоками при его движении носит сложный характер. Основной составляющей силы сопротивления воздуха является лобовое сопротивление. Оно появляется потому, что при движении впереди автомобиля возникает избыточное давление воздуха, а сзади — пониженное. Чем больше разница этих давлений, тем больше сила лобового сопротивления.



- На рис. 2.4 показано влияние объемной формы тела на его аэродинамическое сопротивление, в частности коэффициента обтекаемости c_x .
- Сила аэродинамического сопротивления приложена в центре парусности автомобиля. В общем случае центр парусности и центр масс автомобиля не совпадают.

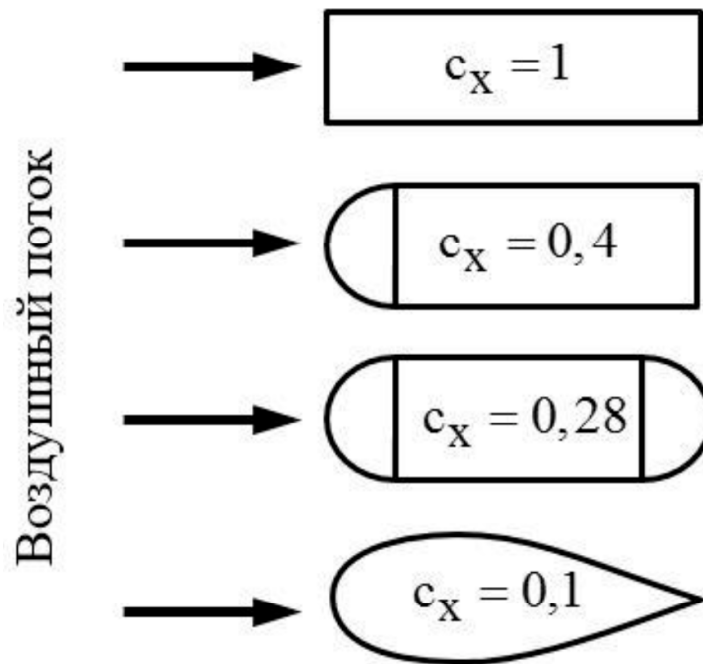


Рис. 2.4. Влияние объемной формы тела на коэффициент аэродинамического сопротивления



- Силу лобового сопротивления рассчитывают по формуле

$$F_B = c_x \cdot A \frac{\rho \cdot v_H^2}{2},$$

- где c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления (обтекаемости); A – мидель автомобиля; ρ – плотность воздуха; v_H – скорость натекания воздушного потока на автомобиль.
- Мидель – это площадь фронтальной проекции автомобиля или его наибольшего поперечного сечения.
- Скорость натекания воздушного потока v_H зависит от скорости автомобиля v_a , направления и скорости ветра v_B .



- При отсутствии ветра $u_H = u_a$. Если автомобиль движется против ветра, то $u_H = u_a + u_v$. Когда направление движения автомобиля совпадает с направлением ветра, то $u_H = u_a - u_v$.
- Аэродинамические характеристики определяют, продувая автомобиль или его модель в аэродинамических трубах.
- При испытаниях также измеряют динамический (скоростной) напор воздуха:

$$q = \frac{\rho \cdot u_H^2}{2}.$$

- В расчетах обычно используют коэффициент сопротивления воздуха, который учитывает сопротивления, не зависящие непосредственно от формы автомобиля:

$$k_v = \frac{c_x \cdot \rho}{2}.$$



- **Сила сопротивления качению.** Сопротивление качению колес автомобиля обусловлено деформацией шин, деформацией опорной поверхности под шиной, проскальзыванием протектора шины относительно дороги. Деформация шины зависит от нагрузки на колесо, скорости движения автомобиля, профиля шины и давления воздуха в ней; деформация опорной поверхности – от состояния и качества верхнего слоя. Трение шины в пятне контакта связано с формой протектора, размером шины, величиной и характером ее деформации. Колеса автомобиля совершают движение в разных условиях по нагрузке, физико-механическому состоянию поверхности в пятне контакта шины. Общую силу сопротивления качению автомобиля определяют по формуле

$$F_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha,$$

- где f – средний коэффициент сопротивления качению; G_a – вес автомобиля; α – угол подъема (уклона) опорной поверхности.



- Сопротивление качению при скорости движения автомобиля до 50 км/ч изменяется несущественно и остается практически постоянным, а с повышением скорости начинает интенсивно увеличиваться. Это происходит в связи с возрастанием скорости деформации и колебанием шины.
- Для определения коэффициента f в зависимости от скорости автомобиля u_a используется эмпирическая формула

$$f = f_0 \left(1 + \frac{u_a}{20000} \right),$$

- где f_0 – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью (табл. 2.1).



Табл. 2.1. Коэффициент сопротивления качению

Тип дороги	f_o при u_a	f (среднее значение)
Асфальтобетонное и цементно-бетонное покрытие		
в отличном состоянии	0,012	0,012...0,018
в удовлетворительном состоянии	0,018	0,018...0,020
Булыжная мостовая	0,03	0,03...0,04
Гравийное шоссе	0,04	0,04...0,07
Грунтовая дорога		
сухая укатанная	—	0,03...0,05
после дождя	—	0,05...0,15
Песок	—	0,10...0,30
Снег укатанный	—	0,07...0,10



- Качение колеса по мягкому грунту вызывает уплотнение его частиц под колесом и смещение их в стороны по направлению движения. От типа и состояния грунта зависит коэффициент сопротивления грунта сжатию c_z , кг/см² (табл. 2.2).
- Табл. 2.2. Значения коэффициента c_z

Грунт	Относительная влажность грунта		
	0,5 (сухой)	0,5...1,9 (пластичный)	1,0 (текучий)
Песчаный	1,5...5,0	—	—
Супесчаный	10...15	2...6	0,5...1
Суглинистый	10...20	1...5	0,5...1
Гравийная смесь	—	5...10	—



- Если величина c_z известна, то коэффициент сопротивления качению автомобильной шины по грунту определяют по эмпирической формуле

$$f = \frac{0,12}{c_z} + 0,05.$$

- Снижение давления воздуха в шине приводит к уменьшению глубины колеи. Поэтому для шины можно найти такое давление, при котором коэффициент сопротивления качению будет иметь наименьшее значение для данного нагрузочного и скоростного режимов шины.



- **Сила сопротивления подъему автомобиля** – составляющая силы тяжести, которая параллельна опорной поверхности и приложена в центре масс автомобиля:

$$F_i = G_a \cdot \sin \alpha,$$

- где α – угол уклона опорной поверхности.
- В теории автомобиля уклон обозначают буквой i и задают в тысячных долях (промилле, ‰), или сотых долях (проценты, %), или значением тангенса угла наклона опорной поверхности. Так,

$$1 \text{ ‰} = \frac{1}{1000} = 0,1 \% = 0,001.$$



- На практике уклоны автомобильной дороги невелики, поэтому принимают $\sin \alpha \approx i$. Тогда

$$F_i = G_a \cdot i.$$

- Сила сопротивления качению и сила сопротивления подъему автомобиля зависят от его веса и коэффициентов f и i , которые характеризуют опорную поверхность. Сумма указанных сил сопротивления движению является общим сопротивлением опорной поверхности:

$$F_\psi = F_f + F_i = G_a \cdot f + G_a \cdot i = G_a \cdot \psi,$$

- где ψ – коэффициент сопротивления дороги, $\psi = f + i$.



- **Сила инерции** возникает при изменении скорости движения автомобиля и определяется по формуле

$$F_j = m_a \cdot j,$$

- где m_a – масса автомобиля; j – ускорение (замедление) автомобиля.
- Когда скорость автомобиля постоянна, $F_j = 0$. Инерционные силы, возникающие при изменении угловой скорости вращающихся масс автомобиля, учитываются путем некоторого увеличения массы его поступательного движения. Тогда приведенную силу инерции при неравномерном движении автомобиля определяют по формуле

$$F_j = m_a \cdot \delta_{вр} \cdot j,$$

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



- Коэффициент учета вращающихся масс можно найти по эмпирическим зависимостям. Он показывает, во сколько раз приведенная сила инерции вращающихся масс больше силы инерции поступательно движущейся массы автомобиля.



2.5. НОРМАЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

- Силы, действующие на движущийся автомобиль, изменяются как по величине, так и по направлению. При этом силы взаимосвязаны. Например, связь нормальных реакций опорной поверхности колес с другими силами, действующими на автомобиль, находят из уравнений статического равновесия (рис. 2.5). Нормальные реакции оказывают существенное влияние на величину окружной силы, т. к. $F_k = R_z \cdot \varphi$.
- Кроме сил, к колесам приложены моменты M_{fi} от сил сопротивления качению.
- Для определения нормальных реакций R_{z1} и R_{z2} составим уравнения моментов относительно точек А и В:

$$R_{z1} = \frac{1}{L} (G_a \cdot \cos \alpha \cdot b - F_B \cdot h_B - F_j \cdot h_c - M_{f1} - M_{f2});$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L} (G_a \cdot \cos \alpha \cdot a + F_B \cdot h_B + F_j \cdot h_c + M_{f1} + M_{f2}).$$



- В частном случае, если автомобиль неподвижен и стоит на горизонтальной опорной поверхности, нормальные реакции

$$R_{z1} = G_1 = G_a \frac{b}{a+b}; \quad R_{z2} = G_2 = G_a \frac{a}{a+b},$$

- где G_1, G_2 – вес, приходящийся на переднюю и заднюю оси соответственно.
- У движущегося автомобиля нормальные реакции изменяются с увеличением уклона опорной поверхности, интенсивности движения, высоты расположения центра масс. Отношение нормальных реакций при движении автомобиля к нормальным реакциям неподвижного автомобиля называют коэффициентом перераспределения нормальных реакций:

$$k_{R1} = \frac{R_{z1}}{G_1}; \quad k_{R2} = \frac{R_{z2}}{G_2}. \quad (2.9)$$

- Характерные значения этих коэффициентов даны в табл. 2.3.



Табл. 2.3. Значения коэффициентов перераспределения реакций [1]

Условие движения	k_{R1}	k_{R2}
Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,9	1,05...1,12
Преодоление предельных подъемов автомобилем:		
легковым	0,75...0,8	1,08...1,12
грузовым	0,85...0,9	1,05...1,1
повышенной проходимости	0,4...0,6	1,18...1,22
Торможение с максимальной интенсивностью	1,4...1,2	0,65...0,75
Торможение на спуске	1,4...1,6	0,45...0,55

- При определении нормальных реакций многоосного автомобиля необходимо учитывать кинематику и характеристики подвески колес. Рассмотрим многоосный автомобиль с независимой подвеской колес (рис. 2.6).



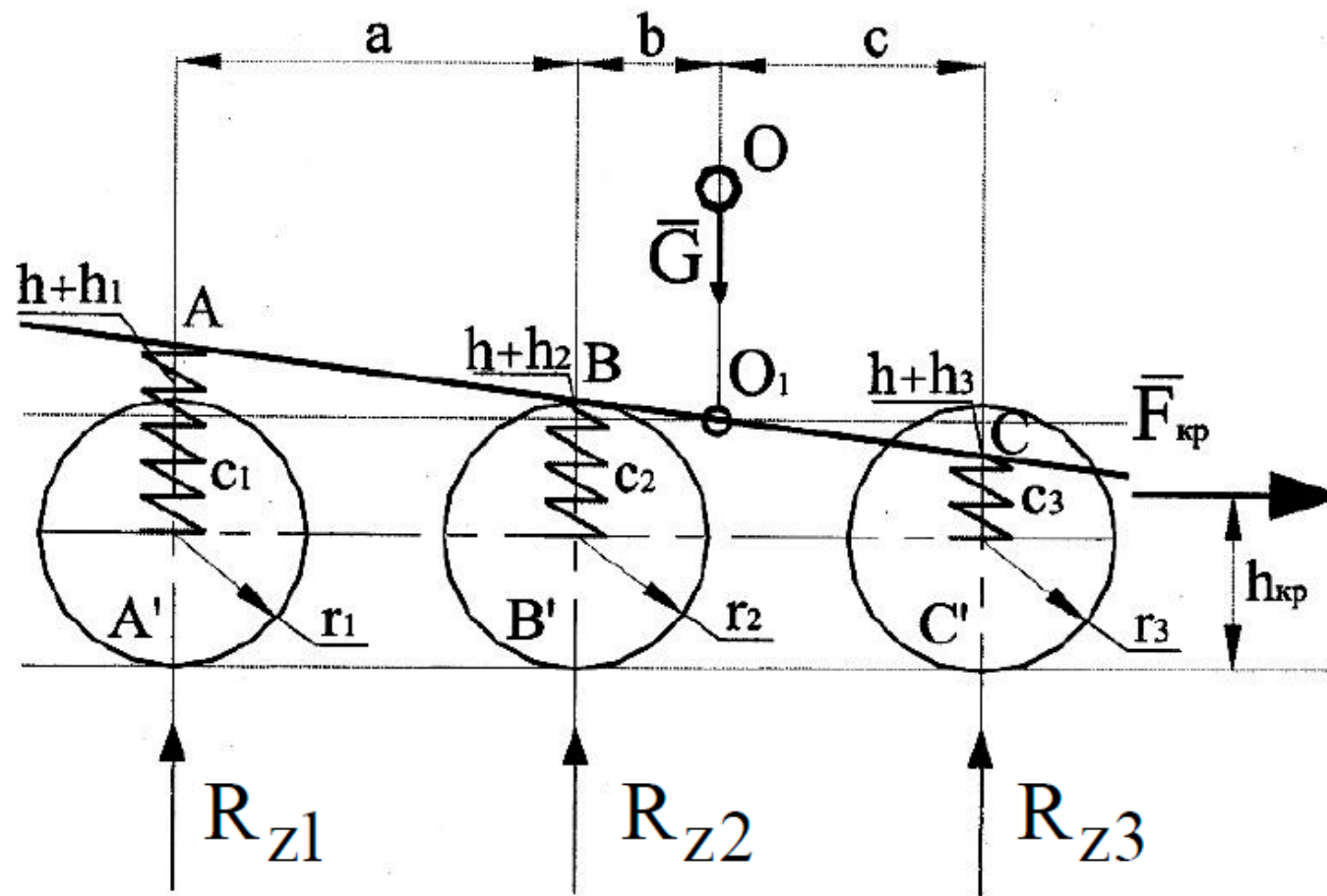


Рис. 2.6. Расчетная схема движения многоосной машины с крюковой нагрузкой

- Определим нормальные реакции по мостам автомобиля. Его рама представлена в виде балки, совершающей плоскопараллельное движение. При таком движении поворот балки не зависит от выбора полюса. В качестве полюса выбираем точку O_1 балки. Тогда h выражает деформации упругих связей мостов и грунта от поступательного перемещения балки. При этом для всех мостов деформации равны. Упругие деформации h_1 , h_2 , h_3 – это связанные между собой перемещения, которые зависят от местоположения точек перемещений относительно полюса O_1 .
- Запишем следующее:

$$h_2 = \chi_2 \cdot h_1; \quad h_3 = \chi_3 \cdot h_1,$$

- где χ_2 , χ_3 – коэффициенты связи.



- Коэффициенты связи определяем из геометрических параметров балки:

$$\chi_1 = 1; \quad \chi_2 = \frac{b}{a+b}; \quad \chi_3 = \frac{c}{a+b}. \quad (2.10)$$

- Суммарные деформации упругих связей мостов и грунта, учитывая уравнения (2.10), можно представить в виде

$$h_{1n} = h + h_1 = h + \chi_1 \cdot h_1;$$

$$h_{2n} = h + h_2 = h + \chi_2 \cdot h_1;$$

$$h_{3n} = h + h_3 = h + \chi_3 \cdot h_1.$$



- Ограничимся линейными характеристиками упругих связей и линейными характеристиками опорной поверхности колес. Тогда нормальные реакции опорной поверхности колес

$$R_{z1} = c_1 (h + \chi_1 \cdot h_1);$$

$$R_{z2} = c_2 (h + \chi_2 \cdot h_1);$$

$$R_{z3} = c_3 (h + \chi_3 \cdot h_1),$$

- где c_1, c_2, c_3 – приведенные жесткости упругих связей мостов и грунта.



2.6. УРАВНЕНИЕ ТЯГОВОГО И МОЩНОСТНОГО БАЛАНСА АВТОМОБИЛЯ

- Тягово-скоростные свойства автомобиля можно оценить на стадии проектирования с помощью уравнения тягового баланса. Для этого рассмотрим общий случай движения автомобиля (см. рис. 2.1). Спроектируем все силы на ось X . Уравнение равновесия имеет вид:

$$F_K = F_f + F_i + F_B + F_j \quad (2.11)$$

- и называется уравнением тягового баланса. Построим графическое изображение уравнения в координатах «сила – скорость» (рис. 2.7).



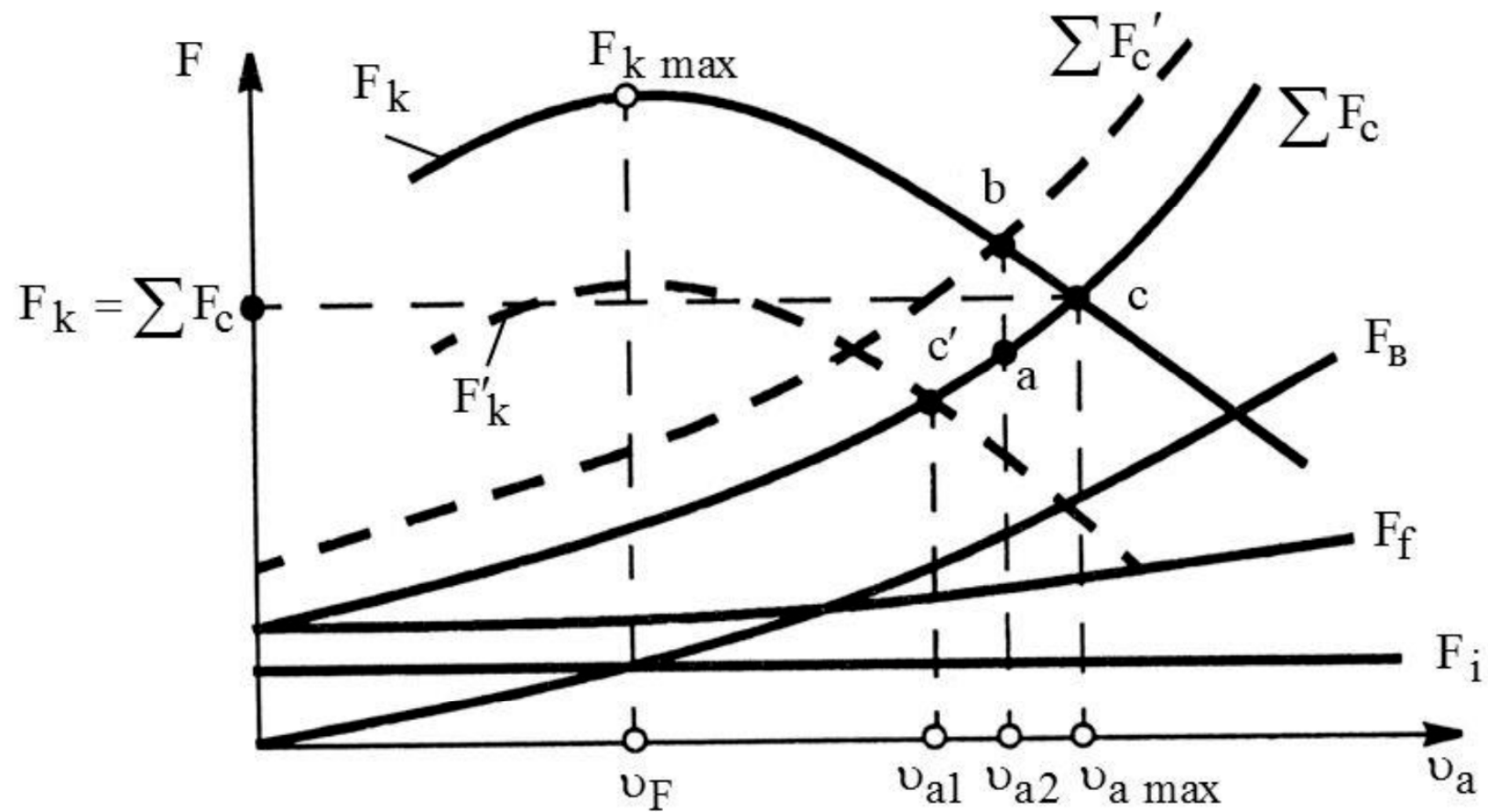


Рис. 2.7. График тягового баланса автомобиля

- По оси ординат откладываем значение силы, а по оси абсцисс – скорость движения автомобиля. Получаем графические зависимости сил от скорости движения. Суммарная сила сопротивления

$$\sum F_c = F_f + F_i + F_v.$$

- Окружная сила на ведущих колесах F_k изменяется в зависимости от скорости движения автомобиля, примерно как и момент двигателя на внешней скоростной характеристике.
- Пусть автомобиль движется на некоторой передаче. В точке с пересечения линий F_k и $\sum F_c$ окружная сила равна суммарной силе сопротивления. В этом случае автомобиль движется равномерно со скоростью u_{amax} , т. к. мощность на преодоление сил инерции $P_j = 0$. На данной передаче автомобиль не может двигаться с большей скоростью, поскольку $\sum F_c > F_k$, и с меньшей скоростью u_{a2} , т. к. появляется избыточная окружная сила на ведущих колесах (а–b), которая ускоряет его до u_{amax} , преодолевая силу инерции

$$F_j = F_k - \sum F_c.$$



- Чтобы двигаться со скоростью u_{a1} меньшей, чем u_{amax} , водитель сокращает подачу топлива в двигатель. Окружная сила изменяется по кривой F'_k . Скорость u_{a1} будет на ординате точки c' пересечения кривых F'_k и ΣF_c . Точка максимума кривой F_{kmax} соответствует скорости u_F . При этой скорости автомобиль преодолевает максимальное сопротивление движению.
- Уравнение мощностного баланса получим, умножая члены уравнения тягового баланса (2.11) на скорость движения автомобиля. При отсутствии скольжения в пятне контакта ведущих колес оно имеет вид:

$$P_K = P_f + P_i + P_j + P_v.$$



- График мощностного баланса представлен на рис. 2.8. Кривые P_k отображают изменение мощности на ведущих колесах, а кривые P_c – суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление сопротивления дороги и воздуха.
- Мощность, которая затрачивается на разгон автомобиля в заданных дорожных условиях,

$$P_j = P_k - P_c.$$

- Чем выше передача, тем меньше величина этой разности (см. рис. 2.8). Если сравнить разность на III и IV передачах при данных дорожных условиях, то $a_c > a_b$. Значит, на низших передачах разгон автомобиля происходит более интенсивно. Необходимо отметить, что с увеличением дорожного сопротивления на всех передачах разность $P_k - P_c$ будет меньше, чем на дорогах с меньшим сопротивлением. Следовательно, в тяжелых дорожных условиях разгон будет менее интенсивным.



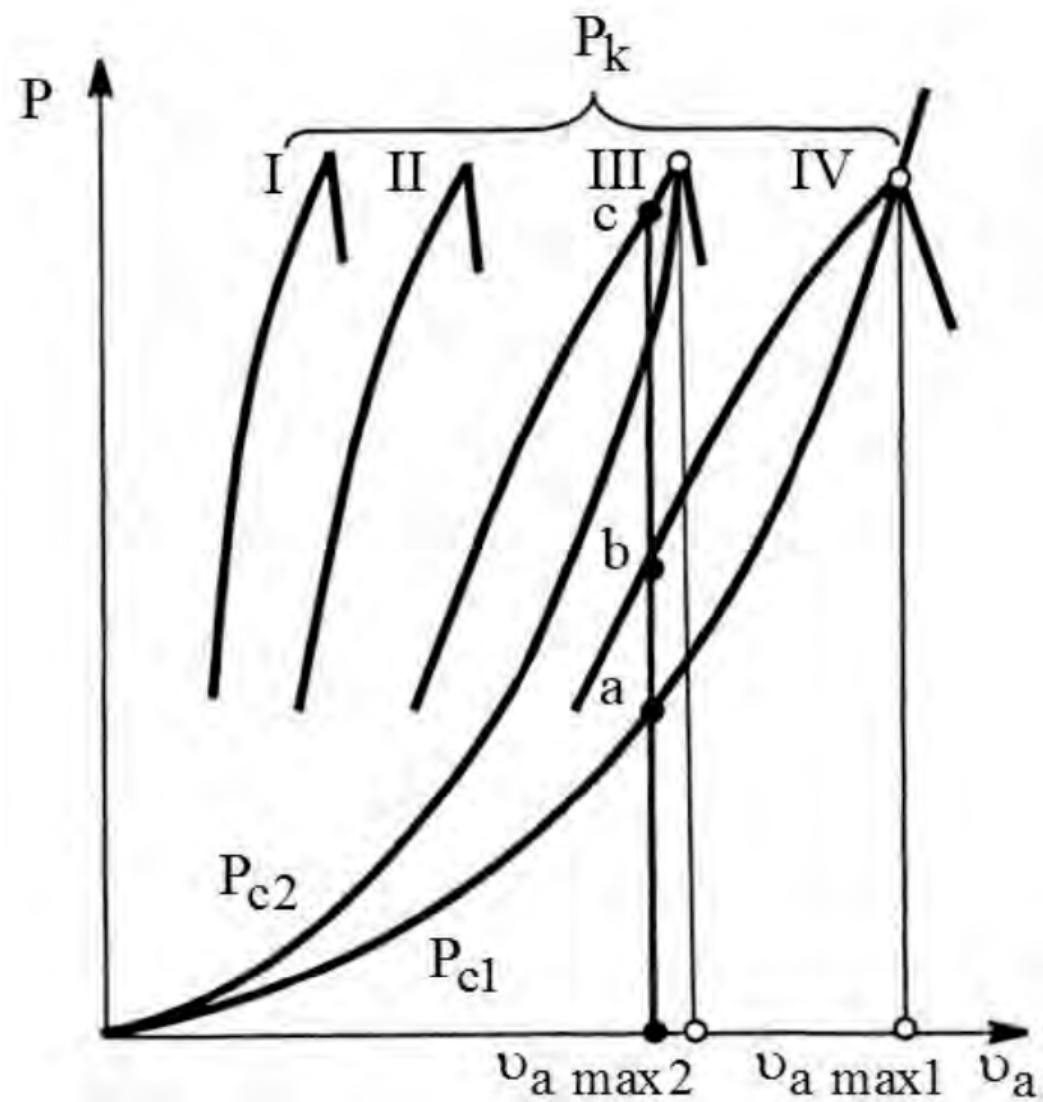


Рис. 2.8. График мощностного баланса автомобиля

- Общую оценку тягово-скоростных свойств автомобилей в литературе рекомендуют проводить по безразмерному параметру – динамическому фактору D:

$$D = \frac{F_k - F_v}{G_a}.$$

- Данный параметр имеет ряд недостатков. Динамический фактор автомобиля невозможно определить экспериментально, поскольку он является формальной величиной. В системе измерения единиц СГС (сантиметр-грамм-секунда) динамический фактор равен ускорению автомобиля. Если принять ускорение свободного падения равным единице, то вес и масса объекта в этой системе будут описываться одним числом. Максимальный динамический фактор

$$D_{\max} = i_{\max} + f.$$



- Из выражения следует, что для повышения динамического фактора и скоростных свойств автомобиля необходимо увеличить коэффициент сопротивления качению шины. Это не соответствует практике. На недостатки параметра D указывали в свое время ученые В. А. Петрушов, Ю. В. Пирковский и др. В странах дальнего зарубежья параметром «динамический фактор» для оценки тягово-скоростных свойств автомобиля не пользуются.



2.7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ

- Если выбирают автомобиль для заданного назначения, то применяют обычно следующие показатели:
 - максимальную скорость;
 - условную максимальную скорость;
 - время разгона на участке пути 400 и 1000 м;
 - время разгона до заданной скорости;
 - время разгона на передаче, обеспечивающей максимальную скорость;
 - максимальный преодолеваемый уклон.



- **Максимальная скорость движения автомобиля (автопоезда)** – максимальная скорость при прямолинейном движении на мерном участке дороги длиной 1 км. Перед мерным участком автомобиль должен двигаться с установившейся скоростью.
- **Приемистость автомобиля** – способность быстро увеличивать скорость движения – характеризуется временем разгона на участках пути 400 и 1000 м, временем разгона до заданной скорости, скоростной характеристикой «разгон – выбег» и др.



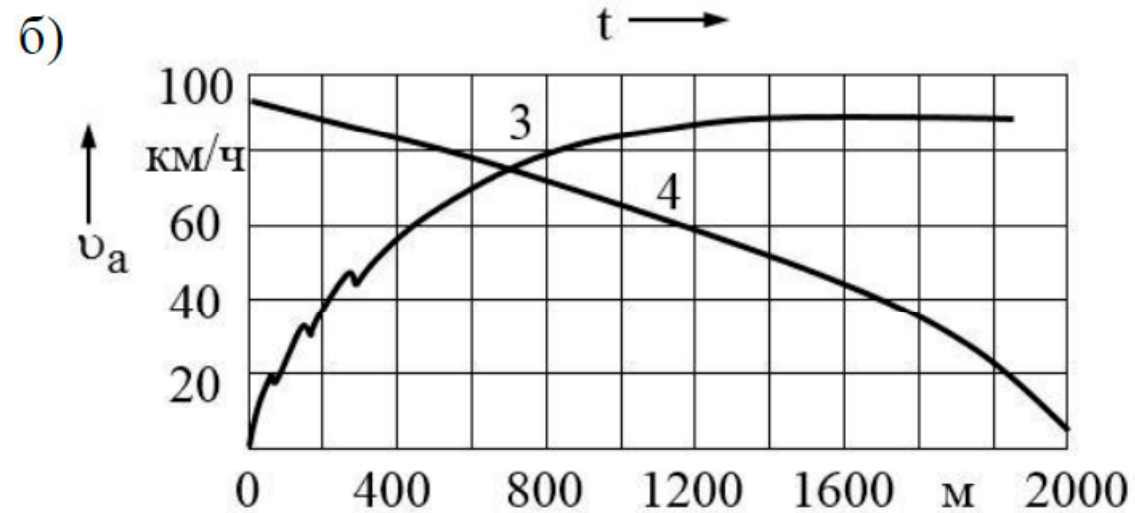
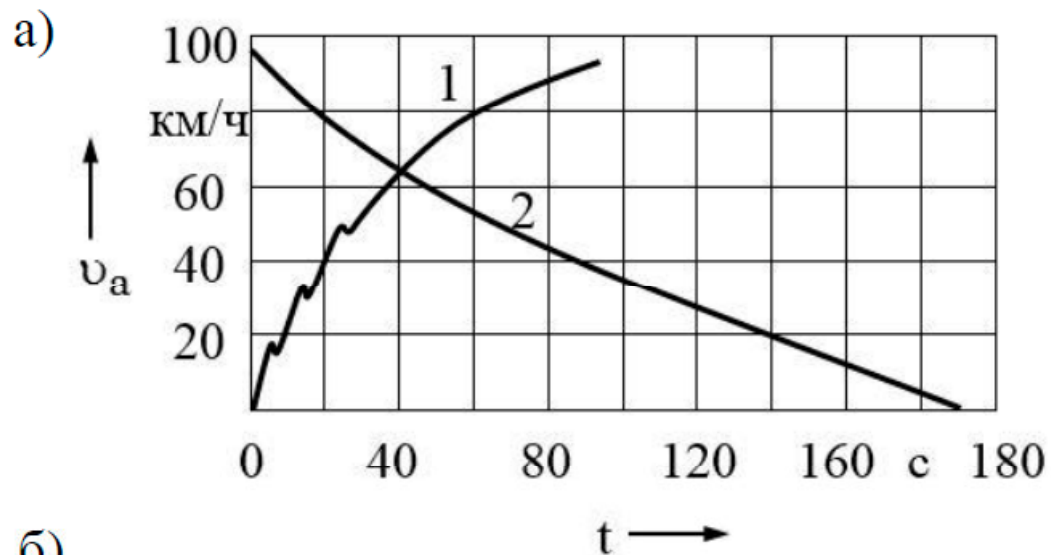


Рис. 2.9. Скоростная характеристика автомобиля «разгон – выбег»: а – по времени; б – по пути; 1, 3 – разгон; 2, 4 – выбег



- Скоростная характеристика **«разгон – выбег»** – это зависимость скорости движения от пути и времени разгона автомобиля с места и выбега до остановки: $u=f(s)$, $u=f(t)$ (рис. 2.9). Разгон автомобиля проводится до наибольшей скорости на пути 2000 м. Максимальная скорость достигается на высшей передаче при полной подаче топлива. Затем передача выключается и автомобиль на нейтральной передаче движется до полной остановки.
- По характеристике «разгон – выбег» определяют время разгона на участках 400 и 1000 м, а также время разгона до заданной скорости.
- **Максимальный преодолеваемый подъем** определяют на сухой опорной поверхности при полностью груженом автомобиле. Подъем преодолевается на низшей передаче в режиме максимальной мощности двигателя.



2.8. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

- Топливная экономичность – свойство автомобиля рационально использовать энергию сжигаемого топлива в двигателе при движении (работе) в различных эксплуатационных условиях. Это свойство является важным не только касательно экономичности эксплуатации автомобиля, но и его запаса хода по топливу.
- Основными оценочными показателями топливной экономичности автомобиля являются:
 - часовой расход топлива $Q_{\text{ч}}$, кг/ч;
 - путевой расход топлива $Q_{\text{с}}$, л/100 км;
 - удельный расход топлива $g_{\text{т}}$, л/(т км) или л/(пасс. км);
 - удельный расход топлива двигателем $g_{\text{е}}$, г/(кВт ч).



- Часовой расход топлива — количество топлива, которое расходуется двигателем при движении автомобиля с заданной нагрузкой в заданных эксплуатационных условиях за один час пути.
- Путевой расход топлива — количество расходуемого топлива на каждые 100 км пути. Этот расход еще называют средним. В некоторых странах (Англия, США) расход топлива определяют путем, который проходит автомобиль за одну объемную единицу топлива. Единицей пути является миля, а единицей объема — галлон (1 миля равна 1,609 км, 1 галлон США равен 3,785 л).
- Удельный расход топлива — количество топлива, которое расходуется на единицу работы автомобиля; является единицей измерения при оценке экономической эффективности грузовых и пассажирских перевозок.



- Топливная экономичность двигателя оценивается величиной удельного расхода топлива g_e – это количество топлива, которое расходует двигатель заданной мощности за час работы. Минимальный удельный расход топлива g_e соответствует режиму работы двигателя при 85...90 % его максимальной нагрузки.
- Значение удельного расхода топлива g_e , г/(кВт·ч), находится в пределах 210...280 – для карбюраторных двигателей и 170...210 – для дизельных. Путевой расход топлива Q_s , л/100 км, рассчитывают по следующим формулам:

$$Q_s = \frac{100Q_{\text{ч}}}{v_a \cdot \rho_T},$$

- где $Q_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива, кг/ч; v_a – скорость автомобиля, км/ч; ρ_T – плотность топлива, кг/л,
- Или

$$Q_s = \frac{g_e \cdot P_e \cdot 100}{10^3 \rho_T \cdot v_a},$$

- где g_e – удельный расход топлива двигателем, г/(кВт·ч); P_e – эффективная мощность двигателя, кВт; ρ_T – плотность топлива, кг/л; $100/v_a$ – время прохождения 100 км пути при скорости v_a , ч.



- На рис. 2.10 представлена типовая топливная характеристика установившегося движения грузового автомобиля. В зависимости от дорожных условий имеется минимум путевого расхода при определенной скорости движения. Этот минимальный путевой расход Q_k называют контрольным. На малой скорости движения, а следовательно, малой реализуемой двигателем мощности путевой расход велик. Это связано с низким механическим КПД двигателя. С ростом скорости движения путевой расход снижается и достигает минимума, затем начинает повышаться. Двигатель развивает большую мощность, и его эффективный КПД уменьшается.
- При движении автомобиля расход топлива определяется экономичностью двигателя, регулировкой карбюратора, передаточным числом главной передачи, числом передач коробки передач, КПД трансмиссии, весом автомобиля, его обтекаемостью, характеристикой опорной поверхности, скоростью движения, квалификацией водителя.



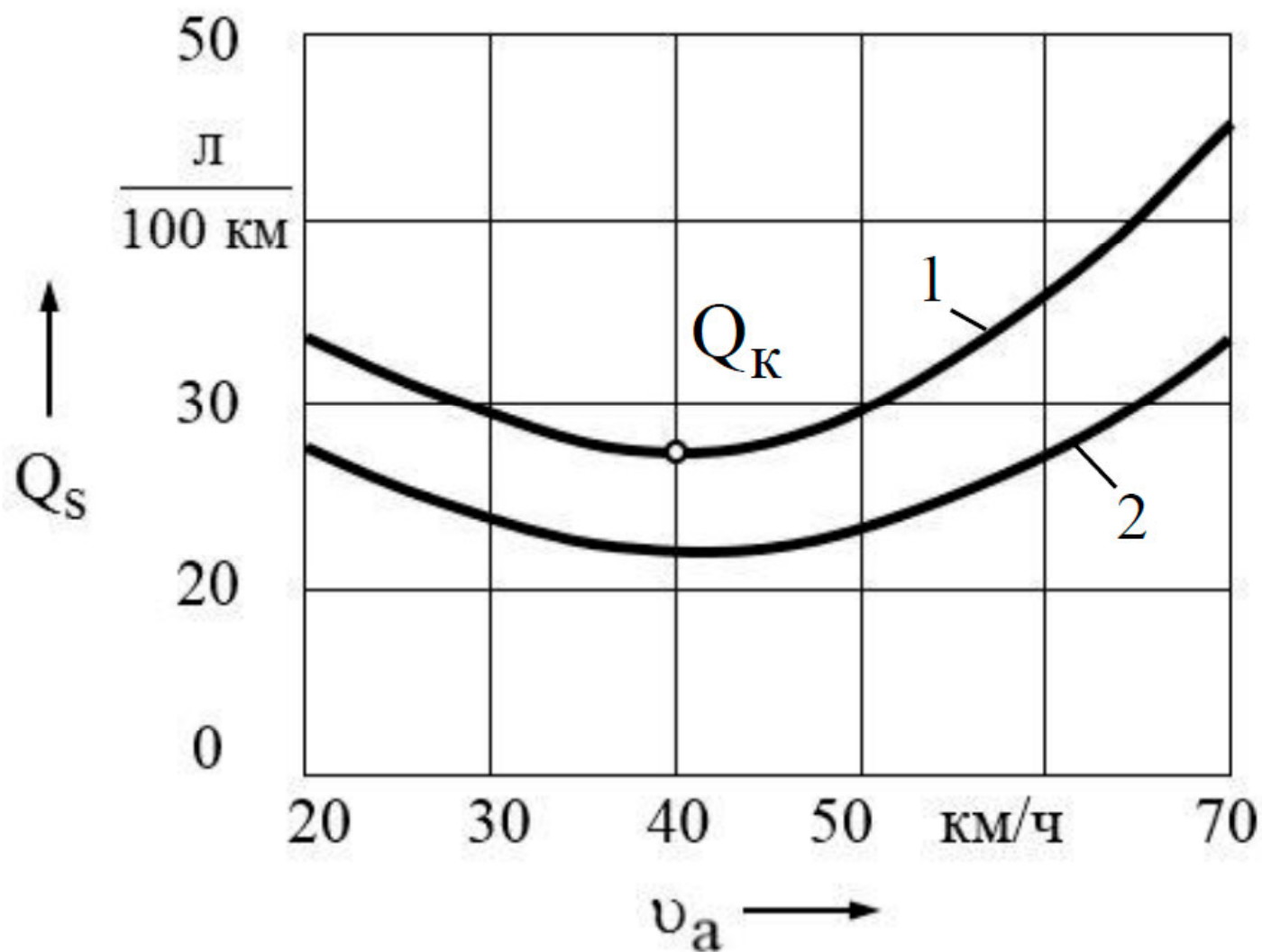


Рис. 2.10. Топливная характеристика установившегося движения автомобиля по асфальтобетонной дороге: 1 – с грузом; 2 – без груза



- Двигатель является источником энергии, необходимой для движения автомобиля. При этом количество топлива, расходуемого двигателем, определяется тем, какую мощность он при этом развивает и насколько нагружен. Другими словами, какая часть максимальной мощности двигателя, развитая при данном числе оборотов коленчатого вала, требуется на преодоление всех сил сопротивления движению автомобиля. Установить экономичный режим работы двигателя движущегося автомобиля можно, анализируя скоростную и нагрузочную характеристики двигателя. Скоростная характеристика двигателя (рассмотрена ранее) – это зависимость крутящего момента, мощности и удельного расхода топлива от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Нагрузочная характеристика – зависимость основных показателей двигателя от нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала. На этой характеристике отражены часовой и удельный расходы топлива при полной нагрузке, нагрузка при минимальном эффективном удельном расходе, т. е. показатели, которые наиболее полно определяют режимы работы двигателя.



- Из анализа скоростной и нагрузочной характеристик следует, что удельный расход g_e зависит от:
- – частоты вращения коленчатого вала (при частоте вращения несколько меньшей, чем при частоте, соответствующей эффективной максимальной мощности $P_{e\max}$, g_e имеет минимум);
- – нагрузки двигателя (с ее увеличением уменьшается и достигает минимума при 85...90 % максимальной нагрузки).
- На рис. 2.11 показано изменение удельного расхода топлива двигателем g_e . Кривые соответствуют определенному проценту развиваемой двигателем мощности. Степенью использования мощности двигателя называют отношение мощности, необходимой для равномерного движения автомобиля, к мощности, развиваемой двигателем при полной подаче топлива при той же скорости:

$$И = \frac{P_{\psi} + P_B}{P_e \cdot \eta_{тр}}.$$



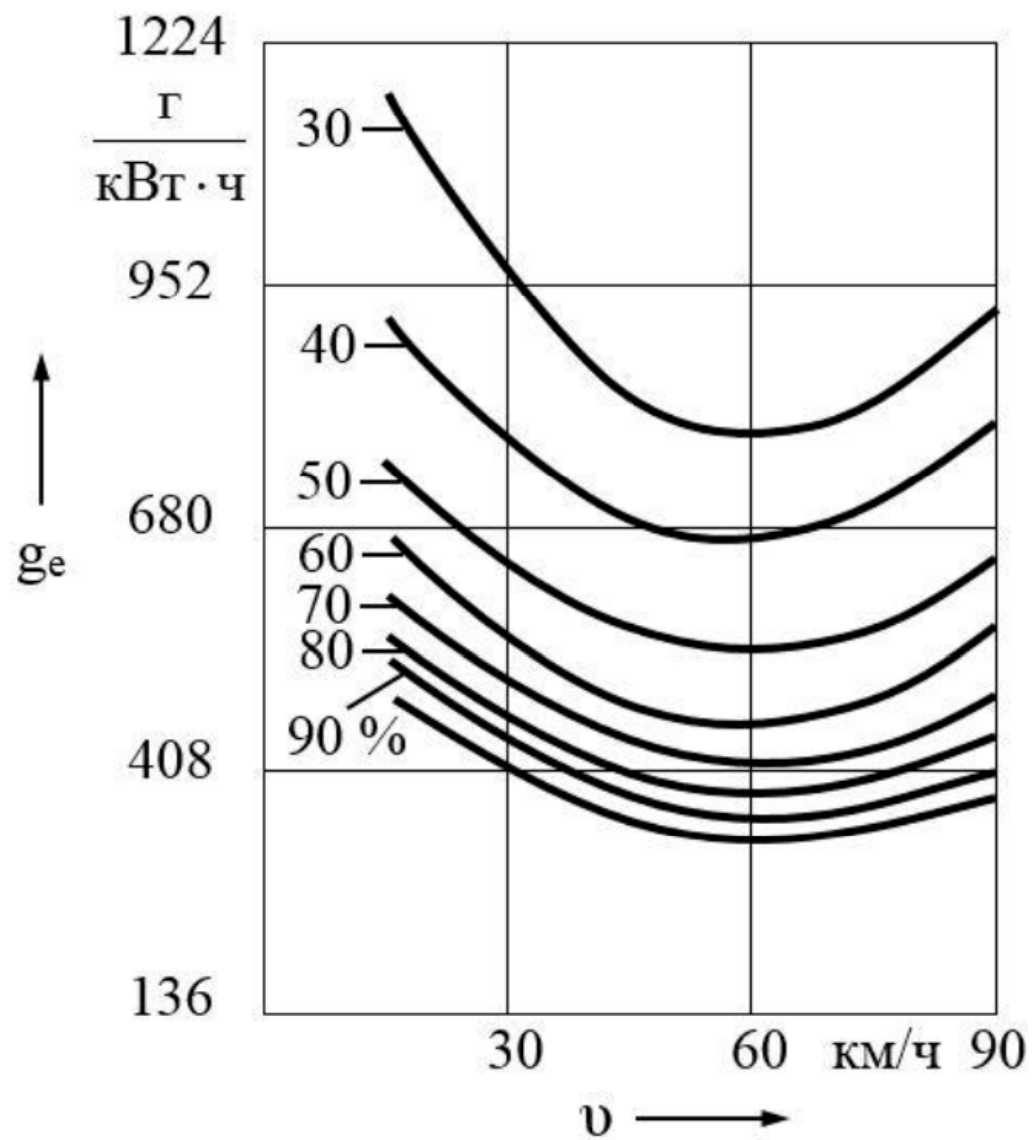
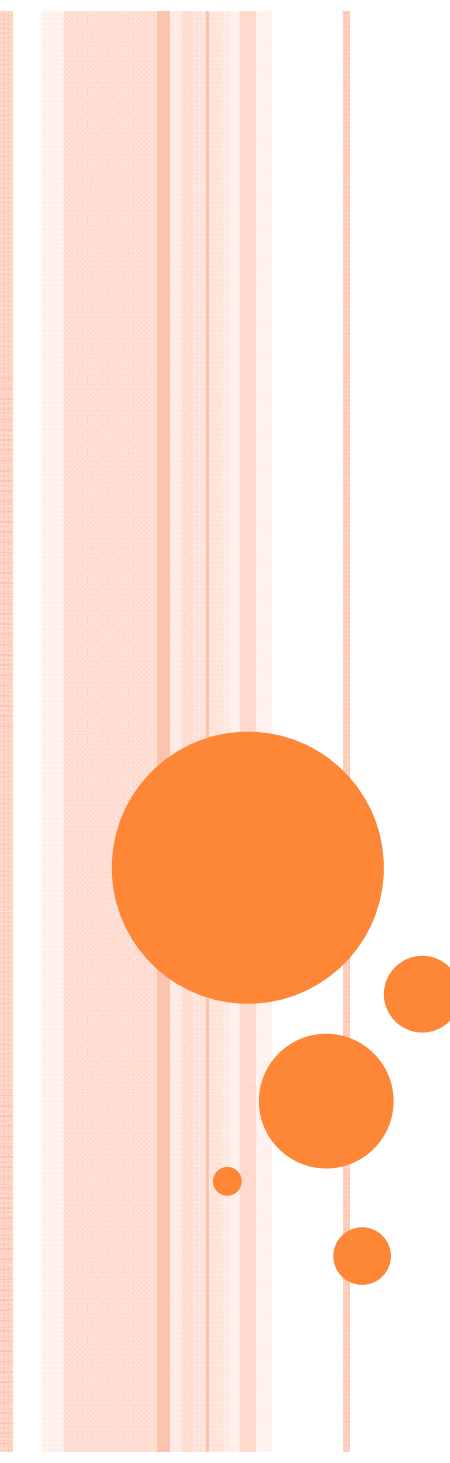


Рис. 2.11. Изменение удельного расхода топлива в зависимости от развиваемой двигателем мощности

- Степень И зависит от дорожных условий, передаточного числа трансмиссии и скорости движения. Следовательно, чем лучше дорога, т. е. меньше дорожное сопротивление, выше скорость движения автомобиля и меньше передаточное число трансмиссии, тем выше степень использования мощности двигателя, а значит, и топливная экономичность двигателя.
- Таким образом, говорить о топливной экономичности автомобиля следует с точки зрения настроек двигателя, а главное — манеры езды и загрузки автомобиля.





ТЕМА 3

ТЯГОВО- ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

3.1. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

- Техническое задание является исходным документом разработки конструкторской документации нового или модернизации выпускаемого автомобиля.
- Техническим заданием устанавливают основное назначение автомобиля, типичные условия его эксплуатации, технические характеристики, показатели качества, технико-экономическое обоснование целесообразности производства новой или модернизированной конструкции автомобиля, специальные требования, а также стадии разработки конструкторской документации. Как правило, задают следующие параметры автомобиля: тип автомобиля; грузоподъемность (максимальное число пассажиров); максимальную скорость движения; коэффициент дорожного сопротивления; максимальное дорожное сопротивление на низшей передаче; тип двигателя (дизельный, карбюраторный).



- В соответствии с техническим заданием проводят анализ конструкций аналогичных по назначению современных автомобилей. Выявляют тенденцию и направление их развития. У лучшего аналога выбирают характеристики, необходимые для проведения тягово-динамического расчета: весовые и размерные параметры; коэффициент полезного действия трансмиссии; размеры шин; коэффициент сопротивления воздуха и др. Чтобы определить основные параметры и размеры автомобиля, его эстетические и эргономические показатели, выполняют эскизный проект.
- На основе технического задания и эскизного проекта разрабатывают технический проект, в котором принимаются окончательные технические решения автомобиля. Технический проект дает полное представление о компоновке и конструктивных решениях отдельных узлов и механизмов автомобиля.



- При проектировании нового или модернизации выпускаемого автомобиля производят тягово-динамический расчет, цель которого — определить на основе исходных данных тягово-скоростные показатели, соответствующие заданному типу автомобиля и удовлетворяющие условиям его эксплуатации. Тягово-динамический расчет автомобиля подразделяется на:
 - тягово-динамический расчет проектируемого автомобиля;
 - поверочный тягово-динамический расчет, проводимый для существующего автомобиля.



- Тягово-динамический расчет автомобиля выполняют в следующей последовательности:
 - определяют массогеометрические параметры;
 - определяют максимальную мощность двигателя и, в зависимости от назначения автомобиля, выбирают выпускаемый двигатель с соответствующей внешней скоростной характеристикой;
 - определяют передаточные числа трансмиссии;
 - строят тягово-динамическую характеристику;
 - определяют время и путь разгона до заданной скорости.



- **Масса автомобиля и автопоезда.**
- Масса автомобиля является важной характеристикой, от которой зависят динамические свойства и топливная экономичность. На практике различают:
 - массу сухого автомобиля;
 - массу снаряженного автомобиля;
 - полную массу автомобиля.
- Масса сухого автомобиля $m_{\text{сх}}$ – это масса автомобиля без оборудования, которое имеет нежесткое крепление с рамой (запасное колесо), без масел (двигатель, трансмиссия), жидкостей (охлаждающая, тормозная, жидкость омывателя), топлива, инструмента, пассажиров и какого-либо груза. Термин «сухая масса» используется производителями машин.



- Масса снаряженного автомобиля m_0 – это масса автомобиля без водителя и пассажиров, без груза, но с инструментом, запасным колесом, полным запасом топлива и полным оснащением маслами и жидкостями. Зачастую эту массу называют массой автомобиля без нагрузки.
- Полная масса автомобиля или разрешенная максимальная масса m_a (указывается как разрешенная максимальная масса) – это максимальная допустимая масса, установленная изготовителем. Она включает массу автомобиля, водителя, пассажиров, груза, инструмента, заправленных жидкостей, масел, топлива и прицепных устройств (прицепов и полуприцепов). Автомобиль сохраняет свои технические и эксплуатационные свойства, если его масса не превышает полную максимальную массу. В противном случае движение автомобиля становится небезопасным.



- Разрешенную максимальную массу одиночного автомобиля определяют по формулам:

- для легкового автомобиля

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}},$$

где $m_{\text{ч}}$ – масса водителя, пассажира (принимают $m_{\text{ч}} = 75$ кг); n – число мест для сидения пассажиров; $m_{\text{б}}$ – масса багажа;

- для автобуса городского типа

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}}(n + k + 1) + m_{\text{б}},$$

где k – число мест для проезда стоя;

- для автобуса междугородного типа

$$m_a = m_o + m_{\text{ч}}(n + 2) + m_{\text{б}};$$

- для грузового автомобиля

$$m_a = m_o + m_{\text{г}} + m_{\text{ч}}(n + 1) + m_{\text{б}},$$

где $m_{\text{г}}$ – масса груза.



- В городских автобусах число мест для проезда стоя определяют по площади, на которой возможно их размещение. На одном квадратном метре свободной площади можно разместить до 5 человек, в час пик – до 8 человек.
- Массу багажа на одного человека принимают для грузовых автомобилей и городского автобуса – 5 кг, международных автобусов – 15 кг, легковых автомобилей – 10 кг.
- Выполнение транспортной работы автомобиля определяют пассажировместимость и грузоподъемность, которые измеряются по предельным нормам для каждого типа машины соответственно предельному весу груза (в тоннах), помещаемого в кузов, и количеству пассажиров, вмещаемых в салон.



- **Распределение веса по осям и подбор шин**
- Нагрузка, которую оказывает автомобиль на дорогу, передается через колеса. Распределение веса автомобиля по осям производится так, чтобы полностью использовалась грузоподъемность шин и соблюдались условия ограничения допустимой нагрузки на мосты. Нагрузка на оси зависит от расположения центра масс, от компоновки и типа автомобиля.
- В литературе приводятся различные данные по распределению веса по осям. Например, в табл. 3.1 распределение веса устанавливается по данным анализа конструкций автомобиля

Табл. 3.1. Распределение веса по данным анализа конструкций автомобиля

Величина, характеризующая центр масс	Автомобиль			Нагрузка
	легковой	грузовой	автобус	
a / L	0,45...0,55	0,55...0,75	0,4...0,55	С полной нагрузкой
b/ L	0,5	0,25...0,45	0,24...0,6	
Примечание – a, b – расстояния центра масс до передней и задней осей соответственно; L – база автомобиля				

- Вес, приходящийся на ось автомобиля, определяют по формулам:
- – на переднюю ось

$$G_{a1} = G_a \frac{a}{L};$$

- – на заднюю ось

$$G_{a2} = G_a \frac{b}{L}.$$

- Зная вес, приходящийся на ось, по индексу нагрузки шин выбирают шины для проектируемого автомобиля. Индекс шин (встречается коэффициент нагрузки, индекс грузоподъемности) указывает максимальный вес, который может выдержать одна шина. Следует отметить, что индекс нагрузки включает вес автомобиля, пассажиров и перевозимого груза и обозначается цифрой от 0 до 279. Чем индекс нагрузки больше, тем шина жестче и тяжелее. Соответственно, чем меньше этот индекс, тем мягче и легче шина и тем быстрее она изнашивается. По техническим условиям на шину определяют статический радиус колеса, который в дальнейших расчетах условно равен радиусу качения без скольжения ($r_o \approx r_{ст}$).



3.2. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

- Мощность двигателя рассчитывается из условия равенства номинальной мощности двигателя и мощности, потребляемой автомобилем для разгона до максимальной скорости и дальнейшего движения на этой скорости. Разгон, как и подъем по уклону дороги, на максимальной скорости невозможен.
- Максимальная мощность двигателя

$$P_{e\max} = \frac{G_a \cdot f \cdot v_{\max} + 0,5c_x \cdot A \cdot \rho \cdot v_{\max}^3}{\eta_{\text{тр}}} \quad (3.1)$$

- Номинальный момент двигателя

$$M_p = \frac{P_{e\max} \cdot r_o \cdot \eta_{\text{тр}}}{v_{\max} \cdot u_{\text{гп}}}, \quad (3.2)$$

где r_o – радиус качения колеса без скольжения; $u_{\text{гп}}$ – передаточное число главной передачи.



- Определим передаточное число главной передачи $u_{гп}$ из выражения номинальной угловой скорости коленчатого вала двигателя, обеспечивающей максимальную скорость движения автомобиля:

$$\omega_p = \frac{v_{max} \cdot u_{гп}}{r_o}. \quad (3.3)$$

- При расчете принимают, что передаточное число прямой передачи коробки перемены передач равно единице. Коэффициент неравномерности хода двигателя, характеризующий его динамичность работы,

$$\delta_H = \frac{\omega_p - \omega_{xx}}{\omega_p + \omega_{xx}}, \quad (3.4)$$

где ω_{xx} – угловая скорость при холостых оборотах коленчатого вала, которые принимаются из условия обеспечения устойчивой работы двигателя и обеспечения смазки его подшипников.



- На холостых оборотах частота вращения коленчатого вала $n = 950 \dots 1000$ об/мин. Тогда угловая скорость

$$\omega_{xx} = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (3.5)$$

- Коэффициент неравномерности хода двигателя автомобиля $\delta_H = 0,7 \dots 0,8$. С учетом данного коэффициента и выражения (3.3) определяем передаточное число главной передачи:

$$u_{гп} = \frac{(1 + \delta_H) \omega_{xx} \cdot r_o}{(1 - \delta_H) v_{max}}. \quad (3.6)$$

- Номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя рассчитывается по формуле

$$\omega_p = \frac{P_{e max}}{M_p}. \quad (3.7)$$


3.3. РАСЧЕТ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ТРАНСМИССИИ

- Тягово-скоростные свойства автомобиля определяются мощностью двигателя, его внешней скоростной характеристикой, числом и соотношением передач в коробке перемены передач, передаточным числом
- главной передачи.
- Передаточное число главной передачи находят из условия реализации максимальной скорости автомобиля, которая соответствует номинальной скорости вращения коленчатого вала двигателя на прямой передаче в коробке передач, и вычисляют по выражению (3.6).
- Типичные передаточные числа главной передачи: грузовые автомобили – 6,5...9,0, легковые автомобили – 3,5...5,5.



- Коробка перемены передач. Характеристиками коробки передач являются диапазон передаточных чисел, число ступеней, структурный ряд передаточных чисел.
- Диапазон передаточных чисел D зависит от максимальной скорости движения и максимального уклона, который автомобиль должен преодолеть на первой передаче

$$D = \frac{u_1}{u_B},$$

- где u_1 , u_B – передаточное число на первой и высшей передачах соответственно.
- Диапазон передаточных чисел составляет для трехступенчатых коробок передач – 2,3...2,6, четырехступенчатых – 3,4...4, пятиступенчатых – 3,5...4,5. Количество ступеней в коробке зависит от диапазона передаточных чисел. С повышением полной массы транспортного средства число ступеней и диапазон передаточных чисел коробки увеличиваются.



- Передаточное число первой передачи подбирают таким образом, чтобы автомобиль преодолевал заданное дорожное сопротивление, реализация крутящего момента на ведущих колесах происходила без их буксования и обеспечивалась минимально устойчивая скорость движения.
- Передаточное число первой передачи u_1 из условия преодоления максимального дорожного сопротивления. К ведущим колесам должна быть приложена окружная сила

$$F_{k\max} = F_{\psi\max},$$

- где $F_{\psi\max}$ — максимальная сила дорожного сопротивления.

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_0} = G_a \cdot \psi_{\max},$$

- где $M_{e\max}$ — максимальный крутящий момент двигателя; $\psi_{\max}$ — коэффициент дорожного сопротивления.



- Определяем передаточное число первой передачи:

$$u_1 = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_o}{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.8)$$

- При расчетах принимают для грузовых автомобилей $\psi_{\max} = 0,35 \dots 0,4$, легковых – $0,35 \dots 0,5$, автопоездов – не менее $0,18$.
- Передаточное число первой передачи u_1 из условия отсутствия буксования ведущих колес. Сила сцепления должна быть больше или равна окружной силе:

$$F_{k\max} \leq F_{\phi\max};$$

$$\frac{M_{e\max} \cdot u_{гп} \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_o} = G_{\phi} \cdot \phi,$$

- где $F_{\phi\max}$ – сила сцепления; G_{ϕ} – сцепной вес автомобиля; ϕ – коэффициент сцепления.



- Сцепной вес выбирают из следующих выражений:
- – для полноприводного автомобиля

$$G_{\phi} = G_a;$$

- – для автомобиля с задним ведущим мостом

$$G_{\phi} = k_{R_{z2}} \cdot G_2;$$

- – для автомобиля с передним ведущим мостом

$$G_{\phi} = k_{R_{z1}} \cdot G_1,$$

- где G_1 , G_2 – часть веса автомобиля, приходящаяся на передний и задний мосты соответственно; $k_{R_{z1}}$, $k_{R_{z2}}$, – коэффициенты перераспределения веса автомобиля, $k_{R_{z1}} = 0,8...0,9$, $k_{R_{z2}} = 1,1...1,3$.

- Определяем, что

$$u_1 \leq \frac{G_{\phi} \cdot \phi \cdot r_o}{M_{e \max} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{тр}}. \quad (3.9)$$

- Передаточное число u_1 выбирают так, чтобы при включении первой передачи не происходило буксование ведущих колес.



- Передаточное число u_1 должно обеспечивать движение автомобиля с минимальной скоростью. При этом двигатель работает в устойчивом режиме.

$$u_1 = \frac{\omega_{e \min} \cdot r_o}{u_{гп} \cdot v_{a \min}}, \quad (3.10)$$

- где $v_{a \min}$ — минимально устойчивая скорость движения (обычно ее принимают равной 4...5 км/ч).
- Если передаточное число, определенное по выражению (3.10), больше, чем числа, найденные по выражениям (3.8) и (3.9), то оно выбирается передаточным числом первой передачи.



3.4. ВЫБОР СТРУКТУРНОГО РЯДА ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ

- Определив передаточное число первой передачи, выбирают число ступеней и рациональное соотношение передаточных чисел на смежных передачах. Промежуточные передачи выбирают из условия интенсивного разгона автомобиля в разных дорожных условиях. Это возможно, когда двигатель во время разгона работает на мощности, близкой к максимальной. Поэтому при разгоне переключение передач осуществляют в диапазоне $\omega_1 \dots \omega_2$, соответствующем максимальной мощности двигателя (рис. 3.1). При разгоне автомобиля на первой передаче переключение на вторую передачу производится, когда угловая скорость вращения коленчатого вала достигнет значения ω_2 . Движение автомобиля на второй передаче начинается при угловой скорости ω_1 .



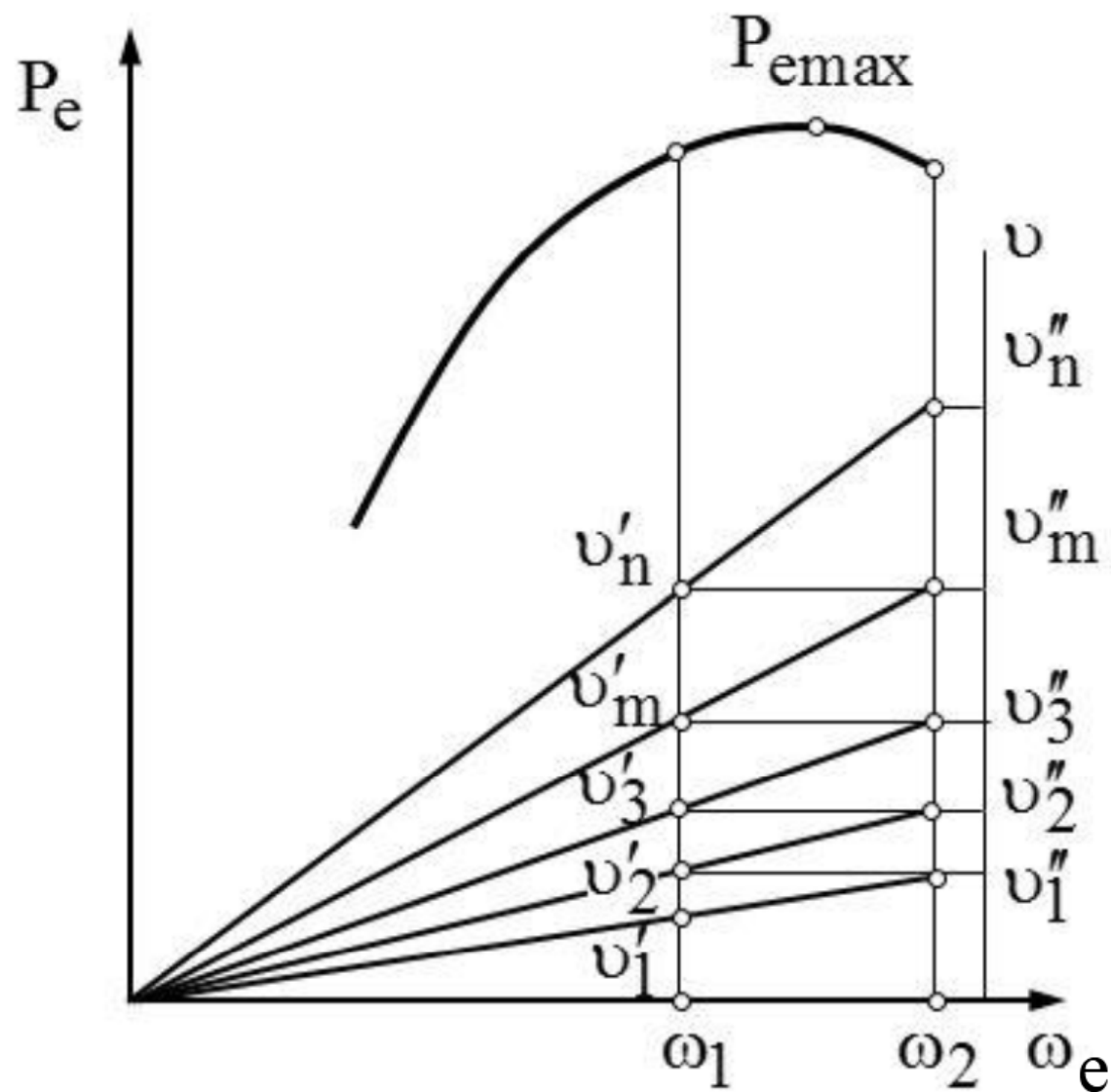


Рис. 3.1. Внешняя скоростная характеристика двигателя и график скоростей автомобиля по передачам

- На рис. 3.1 показаны внешняя скоростная характеристика P_e , ω_e и прямые u'_i , u''_i , характеризующие изменение скорости автомобиля в зависимости от угловой скорости коленчатого вала на передачах. Пренебрегая уменьшением скорости автомобиля за время переключения передач, можем записать $u''_1 = u'_2$:

$$\frac{\omega_2 \cdot r_0}{u_{\text{гп}} \cdot u_1} = \frac{\omega_1 \cdot r_0}{u_{\text{гп}} \cdot u_2}.$$

- После преобразования

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{u_3}{u_2} = \dots = \frac{u_n}{u_{n-1}} = \text{const} = q.$$

- Видно, что передаточное число последующей передачи равно предыдущему, умноженному на постоянный множитель $q = \omega_1/\omega_2$. Такой ряд передаточных чисел представляет собой геометрическую прогрессию:

$$u_2 = u_1 \cdot q; \quad u_3 = u_2 \cdot q; \quad \dots; \quad u_n = u_{n-1} \cdot q,$$

где q – знаменатель прогрессии.

- Или

$$u_n = u_1 \cdot q^{n-1}.$$



- Отметим, чем больше число передач в коробке, тем меньше становится диапазон $\omega_1 \dots \omega_2$. При этом на всех передачах обеспечивается режим работы двигателя на максимальной мощности.
- На рис. 3.1 линия, на которой расположены точки u'_1 , u'_2 , u'_3 , u'_m и u'_n , определяет соотношение передаточных чисел коробки. Если оно соответствует геометрической прогрессии, то автомобиль имеет хорошую динамику. При этом линия, на которой расположены указанные точки, параллельна оси ординат.



- На практике автомобиль большую часть времени (80...90 %) работает на двух высших передачах. В связи с этим для возрастания средней скорости движения и более интенсивного разгона диапазон передаточных чисел между двумя высшими передачами уменьшают в сравнении с расчетными на 5...15 %. Для сохранения диапазона и числа ступеней в коробке передач диапазон $u_1 \dots u_2$ между первой и второй передачами увеличивают на эту же величину.
- Соотношение передаточных чисел и число передач определяют не только динамику разгона автомобиля, но и дают возможность подобрать для встречающихся дорожных сопротивлений такую передачу, на которой двигатель работает на максимальной мощности. В этом случае автомобиль будет двигаться с наибольшей скоростью.



3.5. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЯ

- Тягово-динамическая характеристика автомобиля – это графическая зависимость окружной силы на ведущих колесах F_k от скорости движения автомобиля u_a на каждой передаче: $F_k = f(u_a)$.
- Значения F_k , N , и u_a , км/ч, рассчитывают для различной частоты вращения коленчатого вала в диапазоне $n_{e \min} \dots n_{e \max}$ на различных передачах коробки передач по следующим формулам:

$$F_k = \frac{M_e \cdot u_{гп} \cdot u_i \cdot \eta_{тр}}{r_o};$$

$$u_a = 0,377 \frac{n_{ei} \cdot r_o}{u_{гп} \cdot u_i},$$

- где i – номер передачи; M_e – эффективный крутящий момент двигателя; $u_{гп}$, u_i – передаточное число главной передачи и передачи в коробке передач соответственно; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; r_o – радиус качения ведущего колеса без скольжения.



- Силу сопротивления качению F_f , Н, вычисляют по формуле

$$F_f = G_a \cdot f_o \left(1 + \frac{v_a}{20000} \right),$$

где f_o – коэффициент сопротивления качению при движении с малой скоростью, $f_o = 0,012$.

- Сила сопротивления подъему $F_i = 0$, т. к. рассматриваем движение автомобиля по горизонтальной дороге.
- Силу аэродинамического сопротивления F_B , Н, определяют по формуле

$$F_B = e_x \cdot A \frac{\rho \cdot v_a^2}{2}.$$

- По рассчитанным значениям F_K , v_a , F_B , F_f строят тяговодинамическую характеристику автомобиля (рис. 3.2)



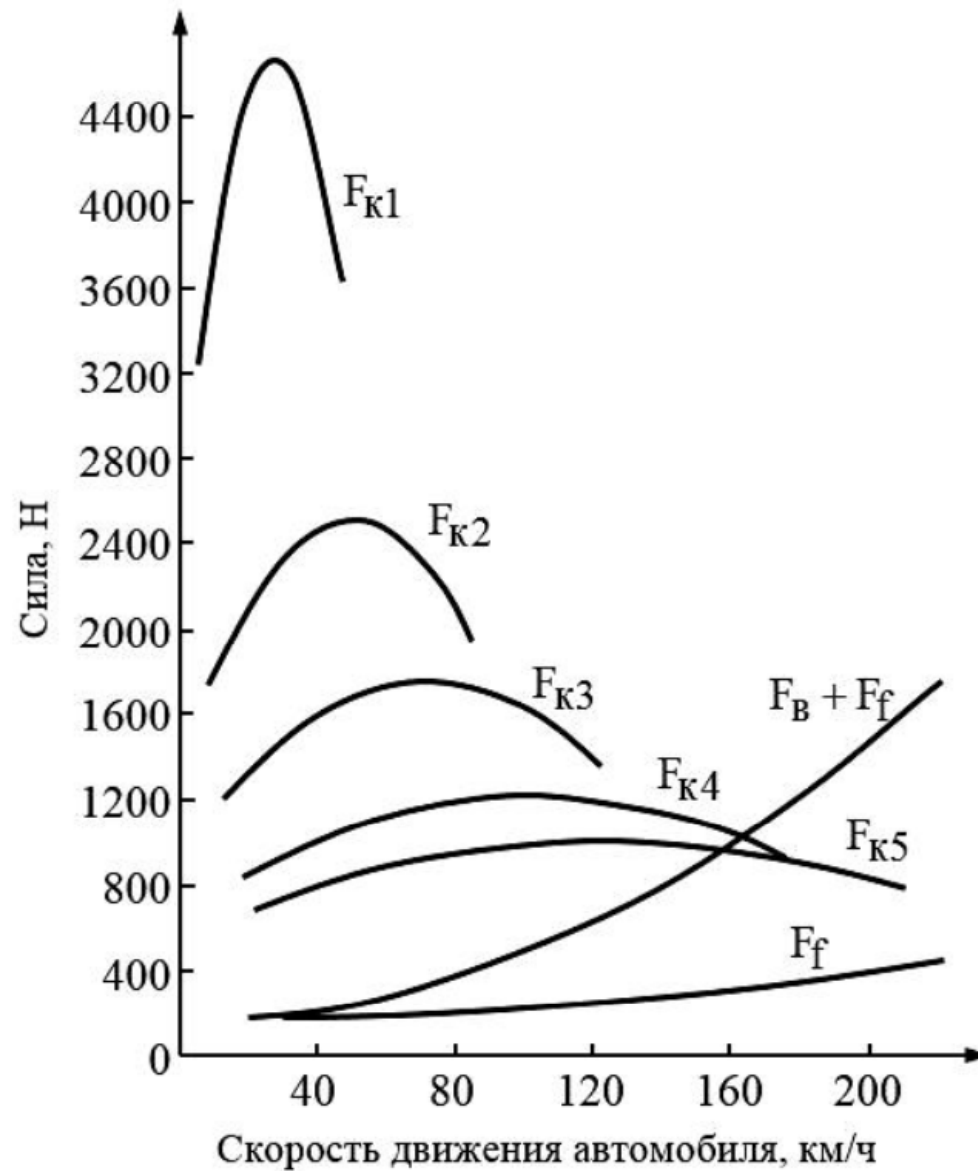


Рис. 3.2. Тягово-динамическая характеристика автомобиля

3.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТРАНСМИССИИ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

- Трансмиссию называют гидромеханической, если в ее состав входят гидродинамическая передача (ГМП) (гидромукта или гидротрансформатор) и механическая коробка передач. Преимущества гидромеханических передач: автоматическое бесступенчатое регулирование скорости автомобиля; снижение динамической нагруженности трансмиссии на неустановившихся режимах; интенсивный разгон. Сложность конструкции низкий КПД трансмиссии, увеличенный расход топлива, высокая стоимость являются недостатками гидромеханической передачи в сравнении с механической.



3.6.1. ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА: КОНСТРУКЦИИ, ХАРАКТЕРИСТИКИ

- В гидродинамической передаче механическая энергия вращательного движения входного вала преобразуется в гидравлическую энергию жидкости, которая затем преобразовывается в механическую энергию на элементах выходного вала.
- Гидравлическая муфта (рис. 3.3) имеет рабочие колеса: колесо центробежного насоса 2, связанного с ведущим валом 1, и колесо турбины 4, размещенной на ведомом валу 5. Они установлены с малым осевым зазором и расположены в общем картере 3, заполненном жидкостью. При передач мощности от двигателя к ведущим колесам лопатки насосного колеса воздействуют на жидкость. Выходящий из насоса поток рабочей жидкости поступает на лопатки турбины и движется по ним от периферии к центру. Колесо турбины 4 вращается под действием потока жидкости. Для того чтобы обеспечивалось движение рабочей жидкости в гидромуфте, т. е., чтобы она работала, необходимо выполнение условия $\omega_n \neq \omega_t$ (см. рис. 3.3).



- При его выполнении в рабочем режиме колесо турбины 4 всегда проскальзывает относительно насосного колеса 2. Когда колесо турбины не вращается, проскальзывание будет наибольшим. По мере раскручивания колеса турбины проскальзывание колес будет уменьшаться. В установившемся режиме работы гидромукты оно будет минимальным. При равенстве угловых скоростей ($\omega_H = \omega_T$) отсутствовало бы движение рабочей жидкости. Кинематическое передаточное отношение гидродинамической передачи

$$i_{TH} = \frac{\omega_T}{\omega_H}.$$

- Крутящие моменты на насосном и турбинном колесах равны между собой:

$$M_H = M_T.$$

- В связи с этим КПД гидромукты равен кинематическому передаточному отношению:

$$\eta_M = i_{TH}.$$



- Гидротрансформатор отличается от гидромуфты тем, что в круге циркуляции рабочей жидкости устанавливаются три рабочих колеса, оснащенные лопатками (рис. 3.4): два подвижных колеса (насос 2 и турбина 3) и одно неподвижное (реактивное колесо 4). Реактивное колесо 4 обязательно соединяется с опорой. Такая конструкция гидродинамической передачи позволяет изменять кинематическое и силовое передаточные отношения. В гидротрансформаторе может быть и два реактивных колеса. Если турбинное и насосное колеса вращаются в одном направлении, то это гидротрансформатор прямого хода.
- Если реактивное колесо станет подвижным (отсоединится от опоры), гидротрансформатор начнет работать как гидромуфта. Такой гидротрансформатор называют комплексным.



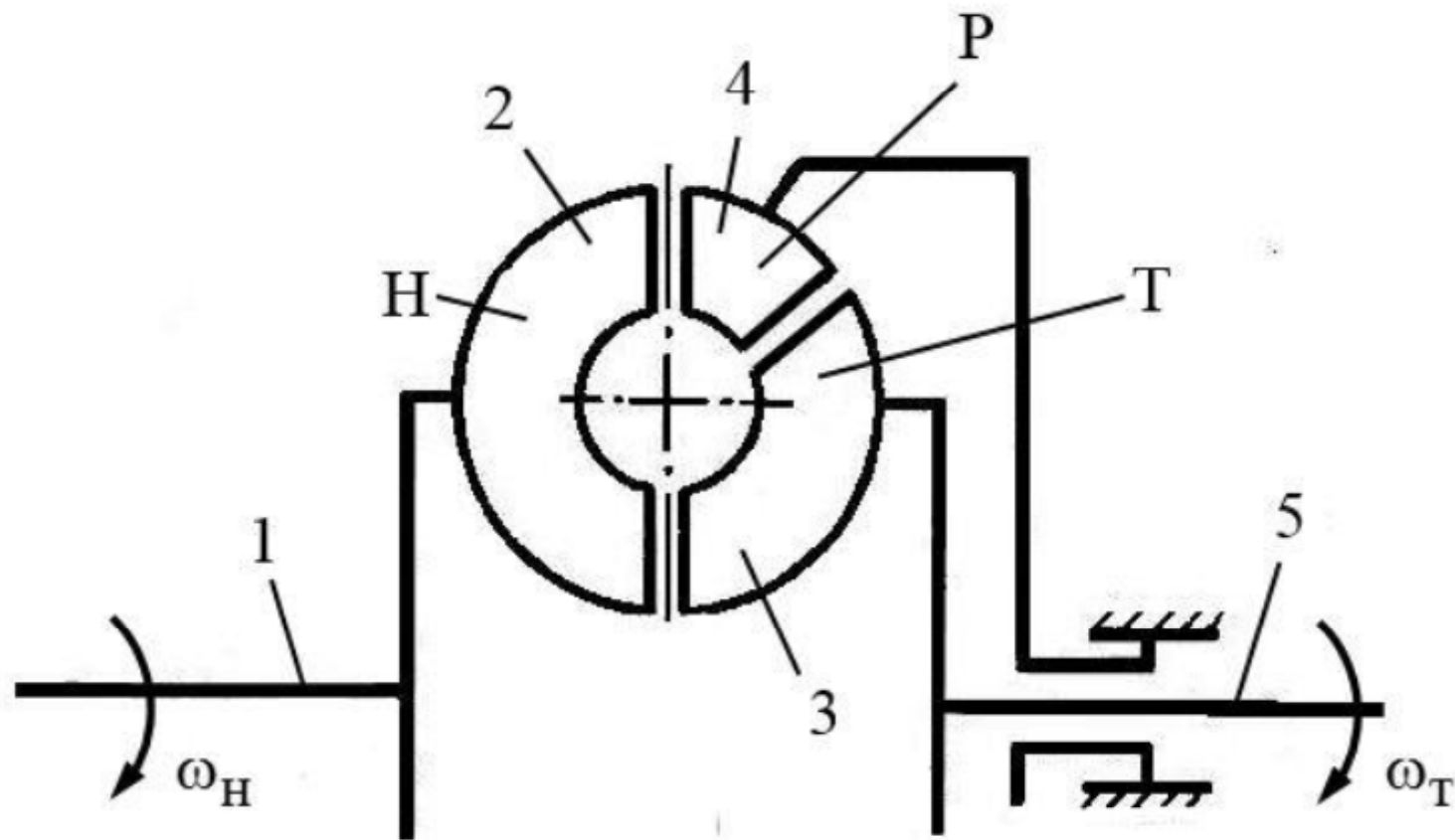


Рис. 3.4. Принципиальная схема гидродинамического трансформатора

- В гидротрансформаторе крутящий момент на турбинном колесе 3 равен сумме активного момента на насосном колесе 2 и реактивного момента на реактивном колесе 4:

$$M_T = M_H + M_p. \quad (3.13)$$

- Силовое передаточное отношение гидротрансформатора, называемое коэффициентом трансформации,

$$K_{ГТ} = \frac{M_T}{M_H}. \quad (3.14)$$

- КПД гидротрансформатора

$$\eta_{ГТ} = \frac{P_T}{P_H} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_H \cdot \omega_H} = K_{ГТ} \cdot i_{ТН}. \quad (3.15)$$



- Нагружающие свойства гидродинамической передачи выражают удельным показателем – коэффициентом момента λ_H :

$$\lambda_H = \frac{M_H}{\rho_{\text{ж}} \cdot D^5 \cdot n_H^2}, \quad (3.16)$$

- где M_H – крутящий момент на насосном валу; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность рабочей жидкости; D – максимальный диаметр круга циркуляции жидкости, который соответствует максимальному диаметру насосного колеса; n_H – частота вращения вала насоса.
- Способность изменять нагрузку на валу двигателя в зависимости от нагрузки на ведомом валу называется прозрачностью гидродинамической передачи П. Для гидромуфт коэффициент прозрачности

$$P_M = \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_c}, \quad (3.17)$$

- где λ_{max} – максимальное значение коэффициента момента; λ_c – коэффициент момента, соответствующий максимальному КПД гидромуфты ($i_M = 0,97$ (рис. 3.5)).



- Для гидротрансформатора

$$\Pi_{\text{ГТ}} = \frac{\lambda_{\text{max}}}{\lambda_{\text{М}}}, \quad (3.18)$$

- где $\lambda_{\text{М}}$ – коэффициент момента при $K_{\text{ГТ}} = 1$.
- В зависимости от воздействия внешней нагрузки на работу двигателя гидротрансформаторы разделяют на прозрачные и непрозрачные.
- Прозрачными называют гидротрансформаторы, у которых внешняя нагрузка непосредственно воздействует на работу двигателя. С возрастанием нагрузки на ведомом валу происходит снижение оборотов вала двигателя, а следовательно, уменьшается скорость движения автомобиля, и наоборот.
- Непрозрачный гидротрансформатор изолирует двигатель от внешней нагрузки. Обороты вала двигателя определяет положение дросселя или рейки топливного насоса.
- Если коэффициент прозрачности $\Pi_{\text{ГТ}} > 1$, то гидротрансформатор прозрачный, а если $\Pi_{\text{ГТ}} = 1$ – непрозрачный.



- Свойства гидродинамических передач отражают их безразмерные характеристики, на которых изображают изменение КПД и нагрузки на насосное колесо в зависимости от реализуемого передаточного отношения. Характеристика гидротрансформатора дополняется кривой изменения коэффициента трансформации крутящего момента $K_{гт}$ от передаточного отношения $i_{гт}$. Безразмерные характеристики гидропередач представлены на рис. 3.5.



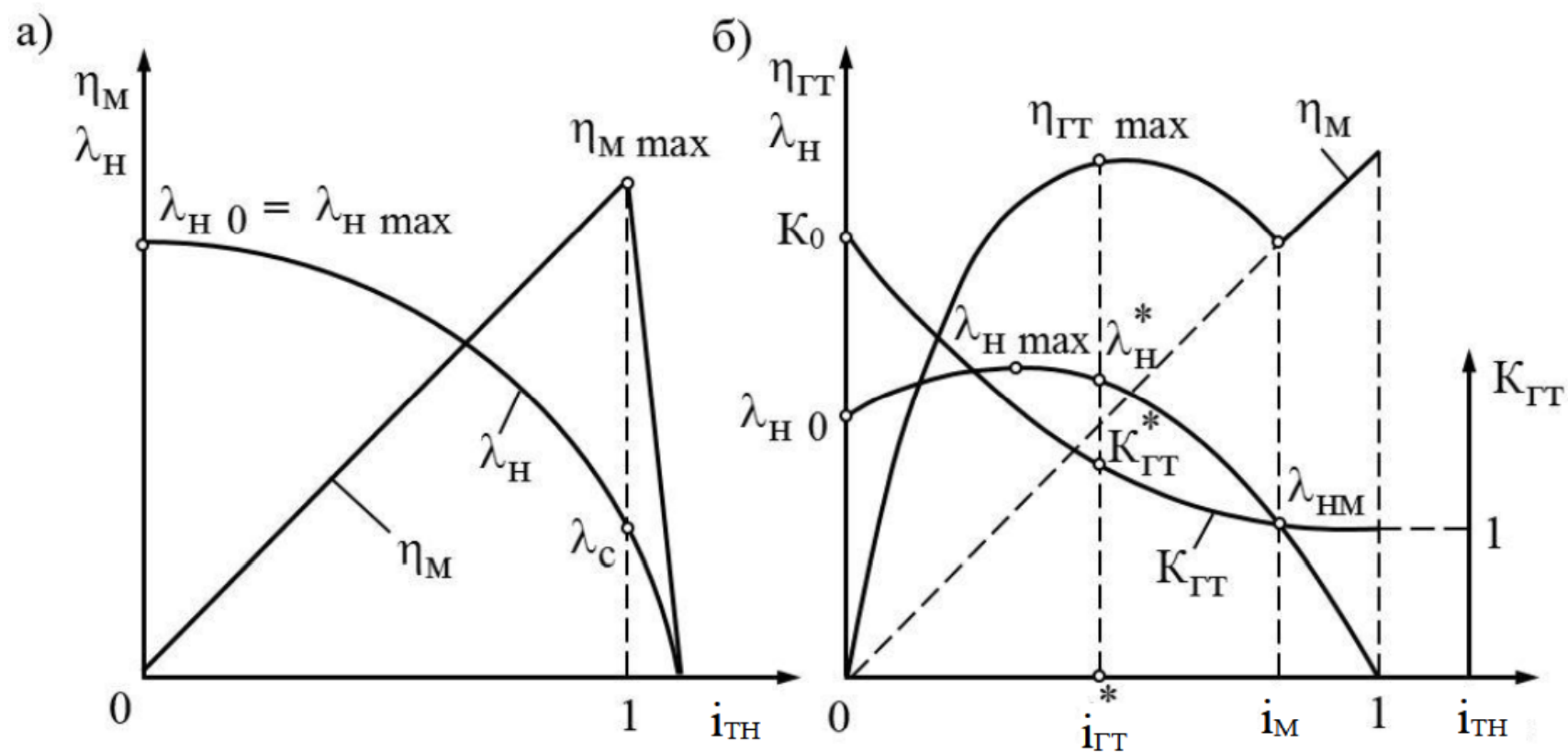


Рис. 3.5. Безразмерные характеристики: а – гидромуфты; б – однореактивного комплексного гидротрансформатора

- Гидромуфтам свойственна линейная зависимость КПД от передаточного отношения. Поскольку крутящий момент на насосном и турбинном колесах одинаков, очевидно, что гидравлические потери обусловлены скольжением (рис. 3.5, а). На практике крутящий момент на насосном колесе больше, чем на турбинном. Передаваемый гидромуфтой крутящий момент минимальный при $i_m \approx 1$. Данное обстоятельство характеризует коэффициент момента λ_c . В этом районе передаточного отношения i_m резко возрастают потери в гидропередаче и резко падает ее КПД. В отличие от гидромуфты у гидротрансформатора КПД изменяется по кривой близкой к гиперболической (рис. 3.5, б). Отметим, что режимы работы с высоким КПД у гидротрансформатора и гидромуфты соответствуют различным передаточным отношениям. Кривая λ_n характеризует свойство прозрачности гидротрансформатора.



- Основные режимы работы гидродинамических передач:
- – режим «стоп» – $i_{\text{TH}} = 0$, $\lambda_{\text{H}} = \lambda_{\text{HM}}$, $K = K_0$, $\eta_{\text{HT}} = 0$;
- – холостой ход (синхронное вращение насосного и турбинного насосов) – $i_{\text{TH}} = 1$, $K = 0$, $\eta_{\text{HT}} = 0$;
- – равенство моментов – $M_{\text{H}} = M_{\text{T}}$, $\lambda_{\text{H}} = \lambda_{\text{HM}}$, $K = 1$, $i_{\text{TH}} = i_{\text{M}}$;
- – наибольший коэффициент насоса – $\lambda_{\text{H}} = \lambda_{\text{Hmax}}$;
- – режим максимального КПД – $i_{\text{TH}} = i_{\text{TH}}^*$, $\eta_{\text{HT}} = \eta_{\text{max}}$, $\lambda_{\text{H}} = \lambda_{\text{H}}^*$.



3.6.2. СОГЛАСОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПЕРЕДАЧИ И ДВИГАТЕЛЯ

- Для согласования режимов работы двигателя и гидропередачи проводят совмещение внешней скоростной характеристики двигателя и скоростной характеристики гидропередачи. При совместной работе с гидропередачей частота вращения коленчатого вала двигателя, независимо от режимов движения автомобиля, находится в диапазоне $n_m \dots n_p$. В этом диапазоне достигаются максимальный крутящий момент (при n_m) и максимальная мощность (при n_p) двигателя. Практика проектирования гидродинамических трансмиссий автомобиля показывает, что точка λ_{nm} и точка с координатами (n_p, M_p) (соответствующая максимальной (номинальной) мощности двигателя) должны лежать на прямой, параллельной оси ординат совмещенных скоростных характеристик двигателя и гидропередачи.



- С учетом этого, преобразовав выражение (3.16), определяется активный диаметр гидротрансформатора как

$$D = 5 \sqrt{\frac{M_p \cdot K_{ог}}{\rho_{ж} \cdot \lambda_{нм} \cdot n_p^2}}, \quad (3.19)$$

- где M_p – максимальный крутящий момент двигателя; $K_{ог}$ – коэффициент, учитывающий потери мощности, затрачиваемой на привод вспомогательного оборудования двигателя и автомобиля, $K_{ог} = 0,85 \dots 0,9$; $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости гидropередачи; $\lambda_{нм}$ – коэффициент момента при $K_{гт}=1$; n_p – частота вращения коленчатого вала двигателя при $P_{емax}$.



- Преобразовав выражение (3.16), вычисляют M_1 , принимая $n_n = n_d$. При этом вычисления проводятся для характерных значений λ_n , определенных по выбранной безразмерной характеристике подобного гидротрансформатора. Согласно теории подобия, гидротрансформаторы с одинаковыми относительными размерами конструкций имеют одинаковые относительные характеристики – $K_{гт}$, $\eta_{гт}$, λ_n .
- Затем на внешней скоростной характеристике двигателя в тех же координатных осях строят нагрузочные кривые (параболы) M_1 гидротрансформатора для ряда значений передаточного отношения $i_{гт}$ (рис. 3.6).



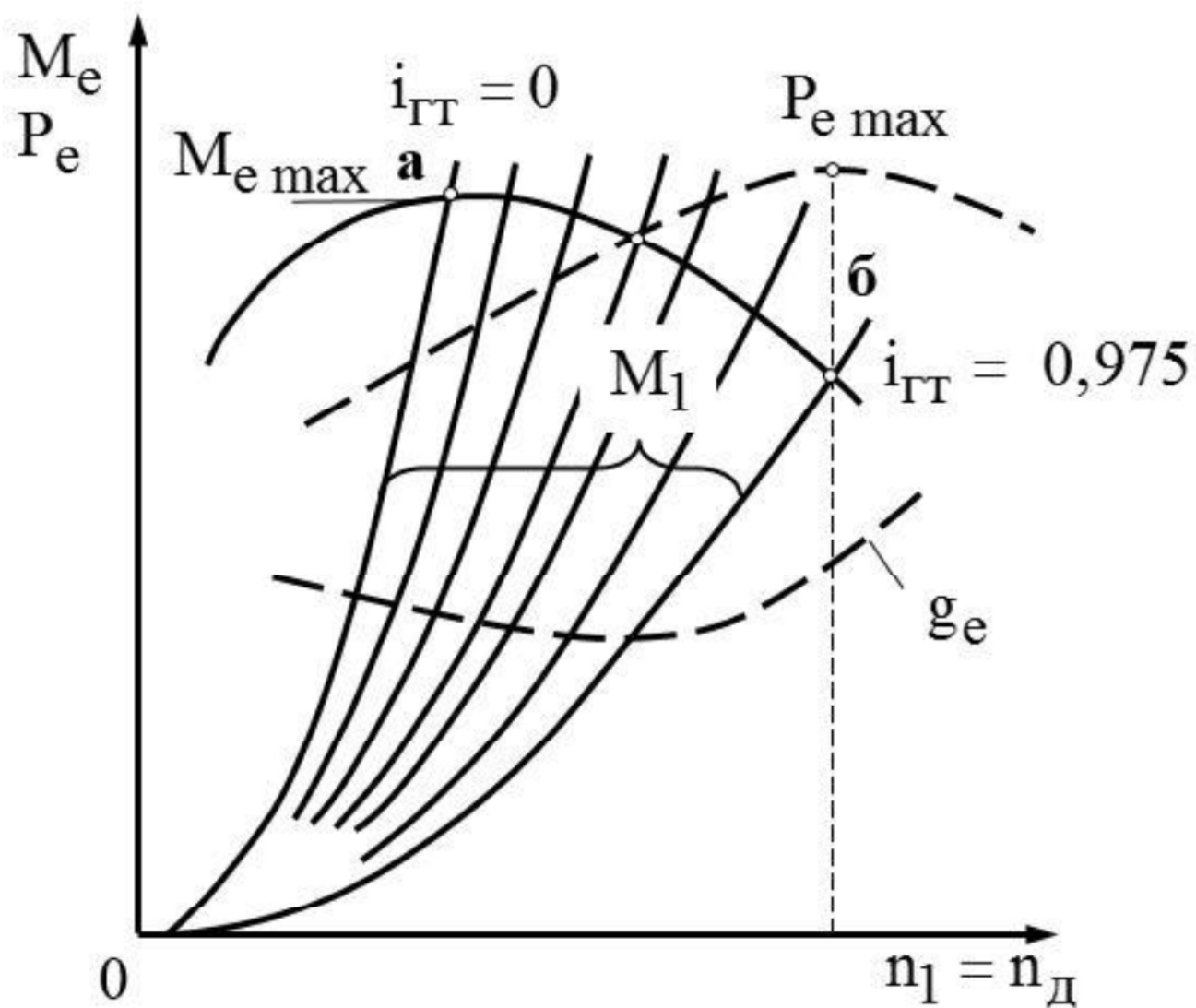


Рис. 3.6. Совмещение скоростной внешней характеристики двигателя и скоростной характеристики гидропередачи



- Левой границей совмещения характеристик является зависимость $M_1 = f(n_1)$ при $i_{\text{тг}}=0$, а правой – при $i_{\text{тг}}=1$. Независимо от нагрузки на валу турбинного колеса двигатель работает в зоне, ограниченной зависимостью $M_1 = f(n_1)$. В точке **а** двигатель развивает максимальный крутящий момент. Это соответствует разгону автомобиля или эксплуатационному режиму в тяжелых дорожных условиях. Точка **б** соответствует максимальной мощности двигателя (например, режим движения автомобиля с максимальной скоростью). Для частичных скоростных характеристик точки согласования **а** и **б** будут свои.
- Таким образом, прозрачность гидротрансформатора определяется скоростным и нагрузочным диапазонами, которые заключены между максимальным крутящим моментом и максимальной мощностью на внешней скоростной характеристике данного двигателя.



3.7. ДИНАМИКА РАЗГОНА АВТОМОБИЛЯ

- Для исследования режима разгона автомобиля составляют дифференциальные уравнения движения на каждой передаче, движения накатом в интервале переключения передач. Время переключения передач принимают постоянным ($t_{пер} = const$) (табл. 3.2).

Табл. 3.2. Время переключения передач

Коробка передач	Двигатель	
	карбюраторный	дизельный
Ступенчатая		
без синхронизатора	1,3...1,5	4,5
с синхронизатором	0,2...0,5	1,0...2,5
Полуавтоматическая	0,05...0,1	0,5...0,8



- Расчетная схема движения автомобиля представлена на рис. 3.7.
- 1. Дифференциальное уравнение поступательного движения автомобиля на первой передаче

$$\ddot{x}_I = \left(\frac{M_p}{r_o} u_I \cdot u_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{m_a} \eta^I, \quad (3.20)$$

- где M_p – номинальный момент двигателя; r_o – радиус качения ведущего колеса без скольжения; u_I – передаточное число первой передачи; $u_{гп}$ – передаточное число главной передачи; m_a – масса автомобиля; ψ – коэффициент дорожного сопротивления; η^I – КПД буксования при разгоне на первой передаче.



- Начальные условия интегрирования уравнения (3.20): $t=0$; $x_0 = 0$; $\dot{x} = 0$. После интегрирования скорость движения

$$\dot{x}_I = \left(\frac{M_p}{r_0} u_I \cdot u_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{m_a} \eta^I \cdot t + C_1, \quad (3.21)$$

- где t – время разгона на первой передаче.
- Считаем, что разгон автомобиля происходит до набора номинальной частоты вращения двигателя, т. е.

$$\dot{x}_{раз}^I = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_0, \quad (3.22)$$

- где ω_p – номинальная угловая скорость коленчатого вала
- двигателя.



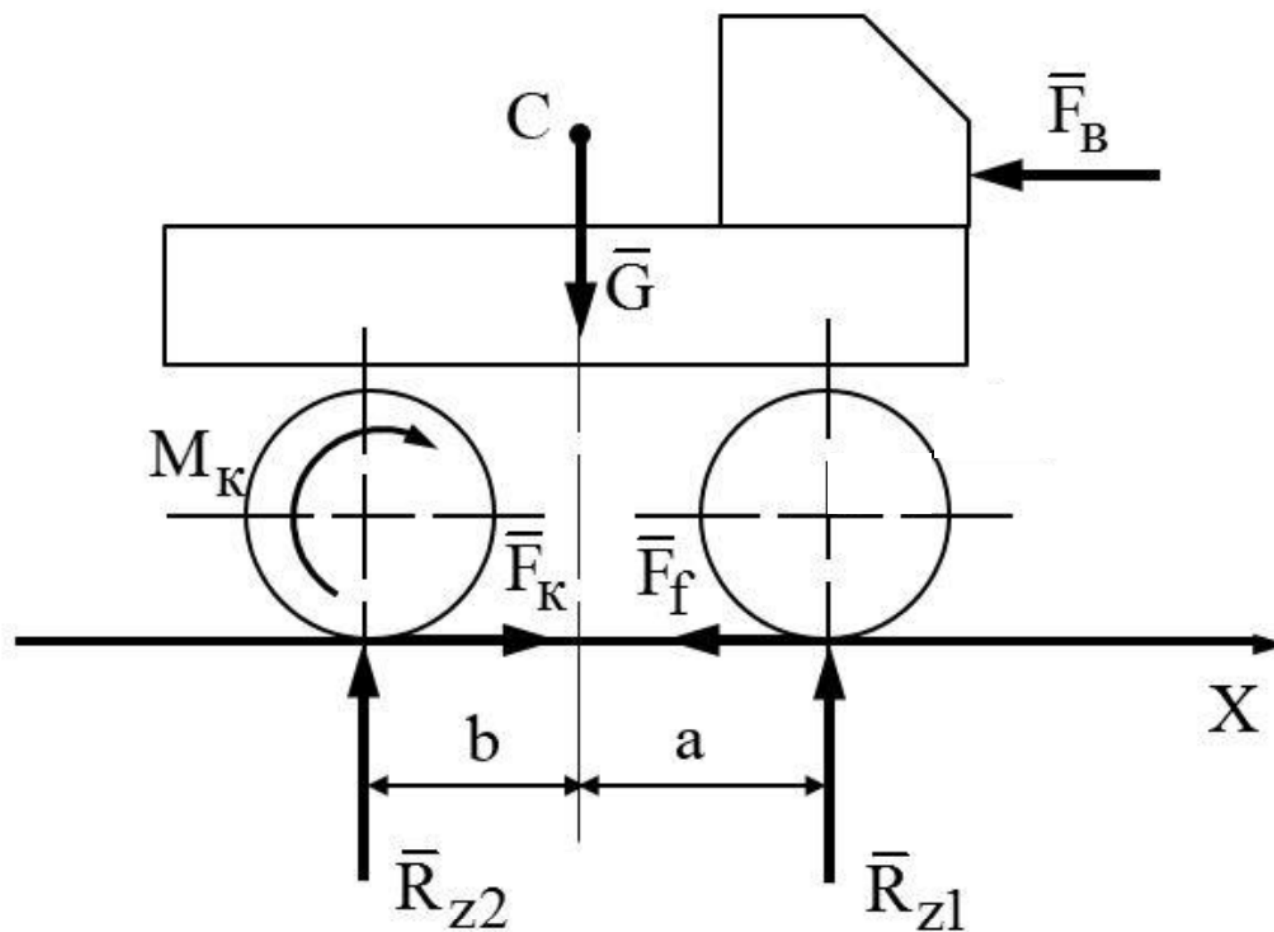


Рис. 3.7. Расчетная схема
поступательного движения автомобиля



- На основании уравнений (3.21) и (3.22) время разгона на первой передаче

$$t_I = \frac{\omega_p \cdot r_o \cdot m_a}{\left(\frac{M_p}{r_o} u_I \cdot u_{\Gamma\Pi} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) u_I \cdot u_{\Gamma\Pi} \cdot \eta^I}. \quad (3.23)$$

- После интегрирования уравнения (3.21)ходимый путь

$$x_{\text{раз}}^I = \left(\frac{M_p}{r_o} u_I \cdot u_{\Gamma\Pi} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \frac{1}{2m_a} \eta^I \cdot t^2 + C_2. \quad (3.24)$$

- Путь разгона на первой передаче можно определить из уравнения (3.24), учитывая выражение (3.23):

$$x_{\text{раз}}^I = \frac{\omega_p \cdot r_o}{2m_a \left(\frac{M_p}{r_K} u_I \cdot u_{\Gamma\Pi} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) u_I^2 \cdot u_{\Gamma\Pi}^2 \cdot \eta^I}. \quad (3.25)$$



- 2. Дифференциальное уравнение движения автомобиля накатом при переключении передач с первой на вторую

$$\ddot{x}^{I-II} = \dot{x}_{\text{раз}}^I - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II}, \quad (3.26)$$

- где η^{I-II} – КПД буксования на участке переключения передач с первой на вторую.
- Начальные условия уравнения (3.26):

$$t_0^{I-II} = 0;$$

$$\dot{x}_{\text{раз}}^I = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{\text{гп}}} r_0 - \text{скорость в конце разгона на первой передаче};$$

$$x_{0 \text{ пер}}^{I-II} = 0.$$

- После интегрирования уравнения (3.26) скорость движения накатом

$$\dot{x}^{I-II} = -g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t + C_{II}, \quad (3.27)$$

- где t – время движения автомобиля накатом (время переключения передачи с первой на вторую), заданная величина, $t = t_{\text{пер}}^{I-II}$; C_{II} – постоянная интегрированная,

$$C_{II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{\text{гп}}} r_0,$$



- Или

$$\dot{x}^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_o - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t.$$

- В конце движения накатом скорость автомобиля

$$\dot{x}^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_o - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II}. \quad (3.28)$$

- Путь, пройденный автомобилем на участке движения накатом,

$$x^{I-II} = \frac{\omega_p}{u_I \cdot u_{гп}} r_o \cdot t_{пер}^{I-II} - g \cdot \psi \cdot \eta^{I-II} \frac{1}{2} \left(t_{пер}^{I-II} \right)^2.$$

- Скорость движения и путь, пройденный за время движения на второй передаче, определяют, как и при движении на первой.
- Графическое представление процесса разгона автомобиля с первой до третьей передачи приведено на рис. 3.8.



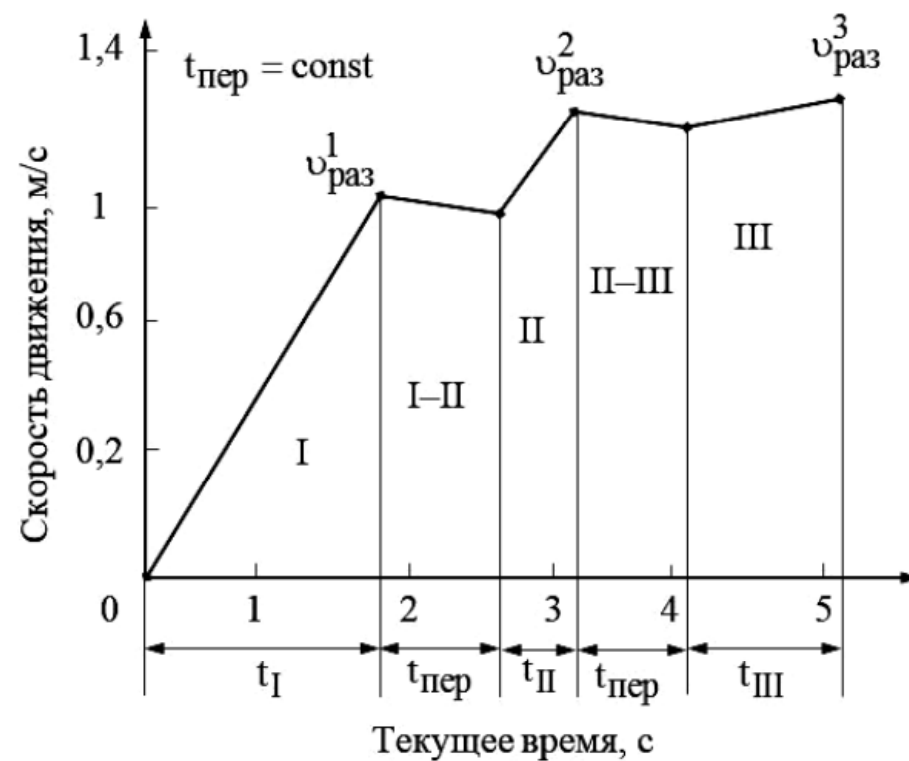
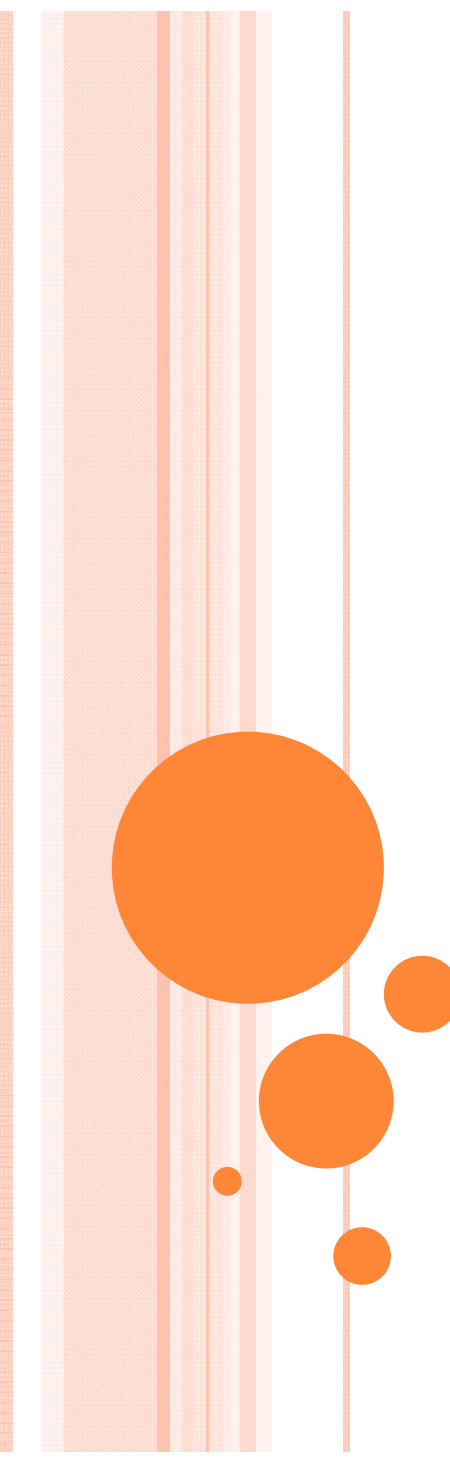


Рис. 3.8. Процесс разгона автомобиля с первой до третьей передачи:
 $v_{\text{раз}}^1$, $v_{\text{раз}}^2$, $v_{\text{раз}}^3$ – скорости разгона до момента переключения передачи



ТЕМА 4

ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

- *Торможением* называют процесс искусственной диссипации кинетической и потенциальной энергии автомобиля.
- Энергия, накопленная при движении автомобиля, в процессе торможения уменьшается. Преобразование энергии в работу трения происходит в тормозных механизмах и в пятне контакта шин с опорной поверхностью. Автомобиль оборудуется тормозными системами: рабочей, стояночной, вспомогательной и запасной. Рабочая тормозная система предназначена для уменьшения скорости движения, стояночная – для удержания автомобиля на месте, вспомогательная используется при длительном торможении (затяжных спусках), запасная предназначена для остановки автомобиля при отказе рабочей тормозной системы. На практике зачастую функции запасной системы выполняет стояночная тормозная система.



- Торможение автомобиля производят колесными тормозными механизмами, трансмиссионными тормозами, двигателем и тормозами-замедлителями (ретардерами).
- Различают аварийное (экстренное) и служебное торможение. Аварийное торможение производят рабочей системой с максимальной интенсивностью в определенных эксплуатационных условиях. Служебное торможение применяют для плавного уменьшения скорости. При этом используют рабочую тормозную систему, двигатель или тормоза-замедлители.
- Тормозная система автомобиля состоит из тормозного привода и тормозных механизмов. Тормозной момент, развиваемый тормозным механизмом,

$$M_T = k \cdot p_{изб},$$

- где k – коэффициент пропорциональности; $p_{изб}$ – избыточное давление в тормозном приводе.



- Коэффициент пропорциональности k зависит от конструкции тормозного механизма и привода.
- Тормозной привод должен обладать следящим действием, т. е. величина тормозного момента пропорциональна усилию, приложенному к педали тормоза.
- Рассмотрим процесс торможения автомобиля на диаграмме торможения (рис. 4.1). В точке А водитель принял решение о торможении автомобиля. Время реакции водителя t_p – это время, в течение которого он переходит к действиям по торможению. Оно зависит от психологического состояния и квалификации водителя, $t_p = 0,2 \dots 1,5$ с. В расчетах принимают $t_p = 0,8$ с.



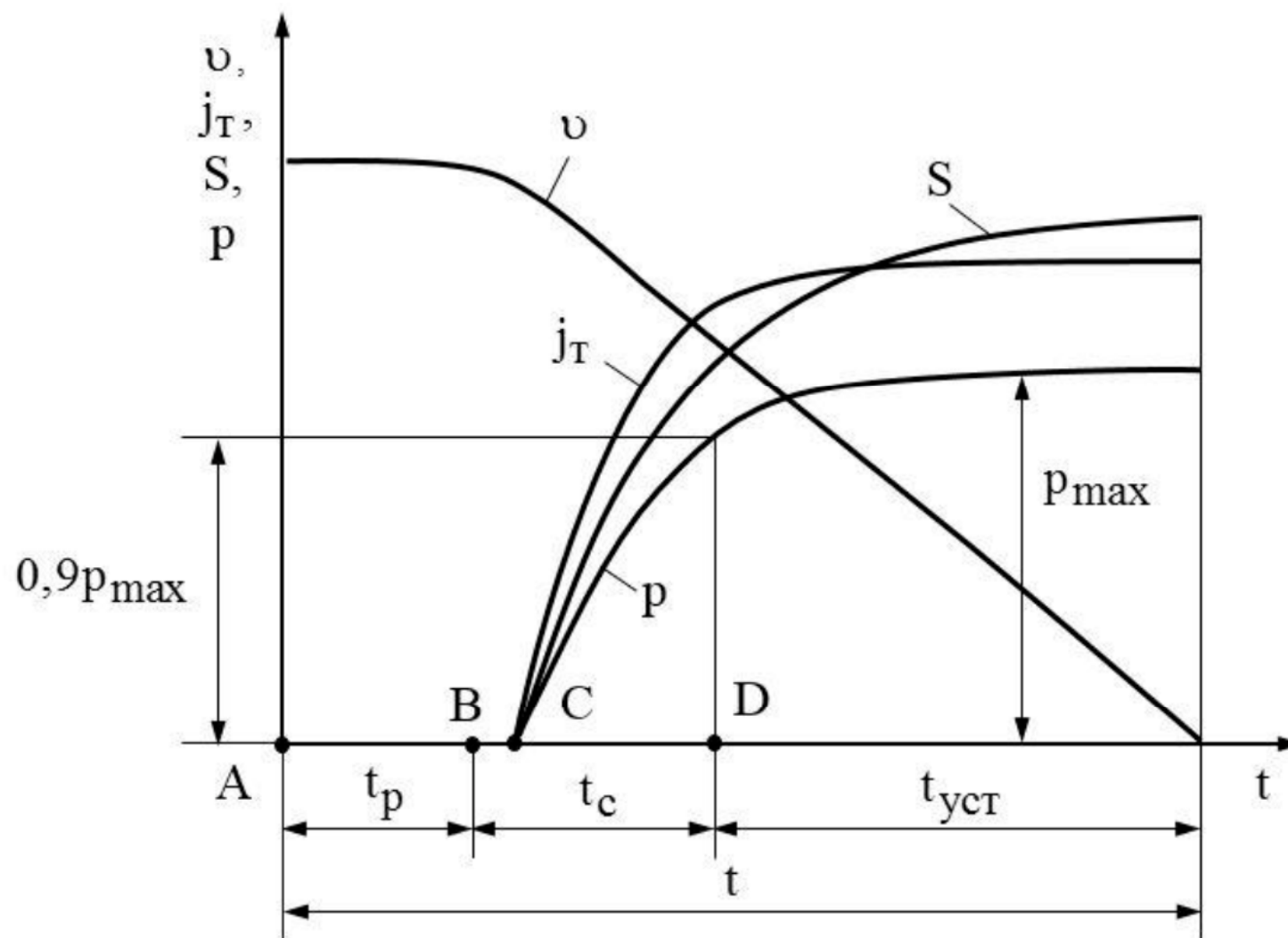


Рис. 4.1. Диаграмма торможения автомобиля

- Началом торможения считают момент времени, когда водитель нажал на педаль тормоза (точка В). Проходит некоторое время запаздывания t_3 , когда выбираются зазоры в тормозном приводе. Оно зависит от конструкции, типа и технического состояния привода. Для гидравлического привода $t_3 = 0,05...0,1$ с, пневматического – $t_3 = 0,2$ с.
- Когда привод сработал – срабатывают тормозные механизмы (точка С). За время t_n нарастают давление в тормозном приводе, усилие на тормозной педали, тормозные моменты, замедление автомобиля. Это время заканчивается, когда замедление автомобиля становится постоянным (точка D). Время нарастания замедления $t_n = 0,4...0,5$ с. Сумму $t_3 + t_n$ называют временем срабатывания привода t_c . Оно регламентировано стандартом и составляет не более 0,6 с. Основной этап процесса торможения – установившееся торможение $j_t = \text{const}$ (от точки D).



- Оценочными показателями эффективности рабочей тормозной системы автомобиля являются установившееся замедление торможения j_T и минимальный тормозной путь S_T . Для автопоездов дополнительно определяют время срабатывания тормозной системы t_c . Для стендовых испытаний тормозных систем оценочными показателями являются суммарная сила торможения F_T (общая удельная тормозная сила γ_T) и коэффициент осевой неравномерности тормозных сил K_n .
- Стандартами нормируется усилие на педали тормоза: не более 490 Н – для легковых автомобилей, 687 Н – для грузовых. На рычаге ручного тормоза усилие не более 392 Н.
- Стандартом установлены три типа дорожных испытаний рабочей тормозной системы: испытания «0»; испытания «I»; испытания «II». Испытания «0» оценивают эффективность тормозной системы при холодных тормозных механизмах, испытания «I» – при нагретых тормозных механизмах путем их предварительного торможения, испытания «II» – при механизмах, которые нагреваются торможением на затяжном спуске.



4.2. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

- Замедление автомобиля обеспечивают тормозные силы F_{T1} и F_{T2} , действующие в пятне контакта шин с опорной поверхностью (рис. 4.2). Тормозные силы можно найти по выражению

$$F_{Ti} = \frac{M_{Ti}}{r_{oi}},$$

- где M_{Ti} – момент, развиваемый тормозным механизмом.
- Максимальная тормозная сила, реализуемая в пятне контакта шины, определяется сцеплением шины с опорной поверхностью:

$$F_{Ti \max} = \varphi_i \cdot R_{zi}, \quad (4.1)$$

- где φ_i – коэффициент сцепления; R_{zi} – нормальная реакция опорной поверхности.



- Баланс сил, действующих на автомобиль при торможении,

$$F_j = F_T + F_\psi + F_B, \quad (4.2)$$

- где F_ψ – сила дорожного сопротивления; F_B – сила аэродинамического сопротивления; F_T – тормозная сила, $F_T = F_{T1} + F_{T2}$.
- На практике при торможении автомобиля скорость низкая, поэтому принимаем $F_B = 0$. Тогда дифференциальное уравнение движения автомобиля при торможении имеет вид:

$$\frac{dv}{dt} m_a \cdot \delta_{вр} = F_T + F_\psi, \quad (4.3)$$

- где m_a – масса автомобиля; $\delta_{вр}$ – коэффициент учета вращающихся масс.
- При торможении колеса вращаются с небольшой угловой скоростью, поэтому сила дорожного сопротивления мала, т. е. величина близка к нулю. Если в процессе торможения двигатель отсоединен от трансмиссии, то коэффициент учета вращающихся масс $\delta_{вр} = 1,03...1,05$.



- Принимаем $\delta_{вр} = 1$. Считаем, что коэффициент сцепления φ одинаков для всех колес. Тогда

$$F_j = F_T \max$$

- Или

$$\begin{aligned} m_a \cdot j &= \varphi \cdot m_a \cdot g; \\ j &= \varphi \cdot g, \end{aligned}$$

- где j – ускорение замедления автомобиля.
- Таким образом, при торможении на горизонтальной опорной поверхности при $\varphi = \text{const}$ максимальное замедление автомобиля зависит только от коэффициента сцепления и не зависит от его массогеометрических параметров. Максимальное замедление автомобиля достигается на сухом твердом покрытии ($\varphi = 0,6 \dots 0,8$): $j_{\max} = 6 \dots 8 \text{ м/с}^2$.



4.3. ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ АВТОМОБИЛЯ

- Интенсивность торможения автомобиля определяется полнотой использования сцепных свойств шин. Учитывая зависимость коэффициента сцепления φ от коэффициента скольжения S шин, максимальное значение φ достигается при определенном скольжении S в пятне контакта шины. Следовательно, и максимальное значение тормозной силы колеса зависит от величины скольжения S . Таким образом, для полного использования сцепного веса автомобиля при торможении необходимо обеспечить одинаковое скольжение пятна контакта колес.
- Если тормоз формирует момент, превышающий момент по условиям сцепления колес, то колесо блокируется и скользит (юз). При этом колесо перемещается только за счет скольжения. Оно утрачивает сцепление с опорной поверхностью в направлении действия касательных и боковых сил. Нарушается устойчивость движения и управляемость автомобиля, поэтому при торможении не допускают блокировки колес.



- Рассмотрим, как влияет блокировка колес на процесс торможения автомобиля. Допустим, произошла блокировка колес заднего моста. Вследствие боковых сил (неравные тормозные силы, разные условия движения колес и т. д.) продольная ось автомобиля отклоняется от направления движения (рис. 4.3). Возникает момент от силы инерции $\bar{F}_j$, стремящийся занести мост и развернуть автомобиль. Автомобиль становится неуправляемым, движется вращаясь.

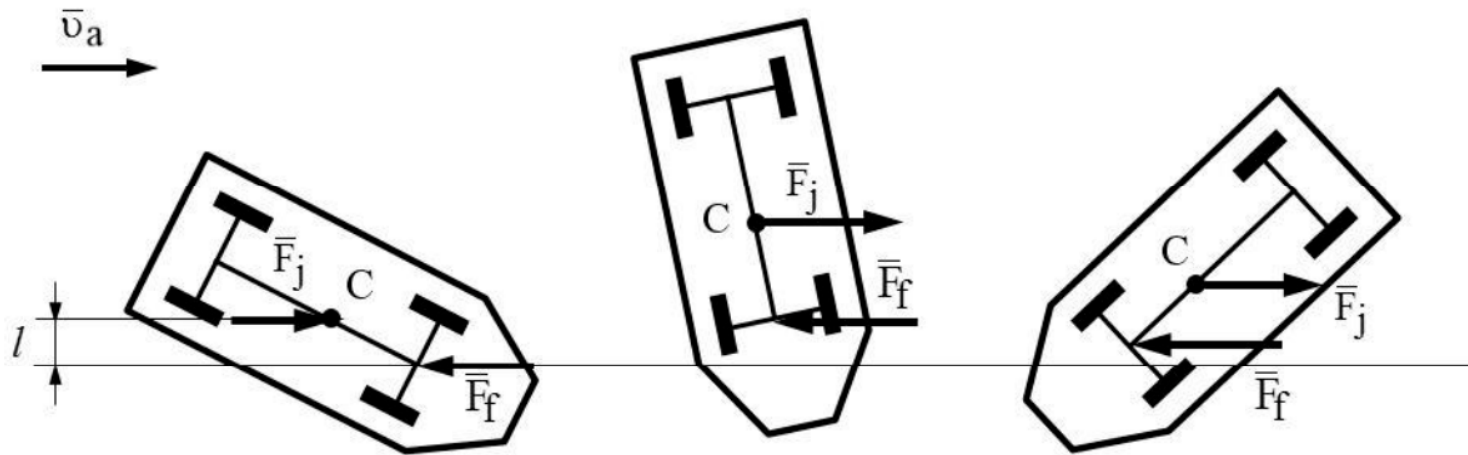


Рис. 4.3. Занос автомобиля при блокировке колес заднего моста

- Блокировка колес переднего моста не позволяет водителю управлять автомобилем, при этом устойчивость его движения не нарушается. При отклонении моста от направления движения возникает момент от силы F_j , который возвращает автомобиль на траекторию движения.
- Рассмотрим торможение автомобиля на горизонтальной поверхности (см. рис. 4.2).
- Учитывая, что аэродинамическая сила сопротивления и сила сопротивления качению колес в сравнении с тормозными силами малы, определяем нормальные реакции:

$$R_{z1} = \frac{1}{L}(G_a \cdot b + F_j \cdot h_c); \quad R_{z2} = \frac{1}{L}(G_a \cdot a - F_j \cdot h_c). \quad (4.5)$$



- При торможении автомобиля нормальная реакция опорной поверхности колес переднего моста увеличивается, а колес заднего моста – уменьшается. Величина реакций зависит от интенсивности замедления и, учитывая выражение (4.4), ее можно найти следующим образом:

$$R_{z1} = \frac{G_a}{L}(b + h_c \cdot \varphi); \quad R_{z2} = \frac{G_a}{L}(a - h_c \cdot \varphi). \quad (4.6)$$

- Это максимальное значение нормальных реакций, определяющих максимальные тормозные силы на мостах (формула (4.1)).
- Для эффективного торможения автомобиля необходимо, чтобы формируемые в колесных тормозах моменты изменялись пропорционально изменениям нормальных реакций по его осям. Соотношение тормозных сил по мостам, с учетом выражений (4.1) и (4.6), представлено на рис. 4.4.



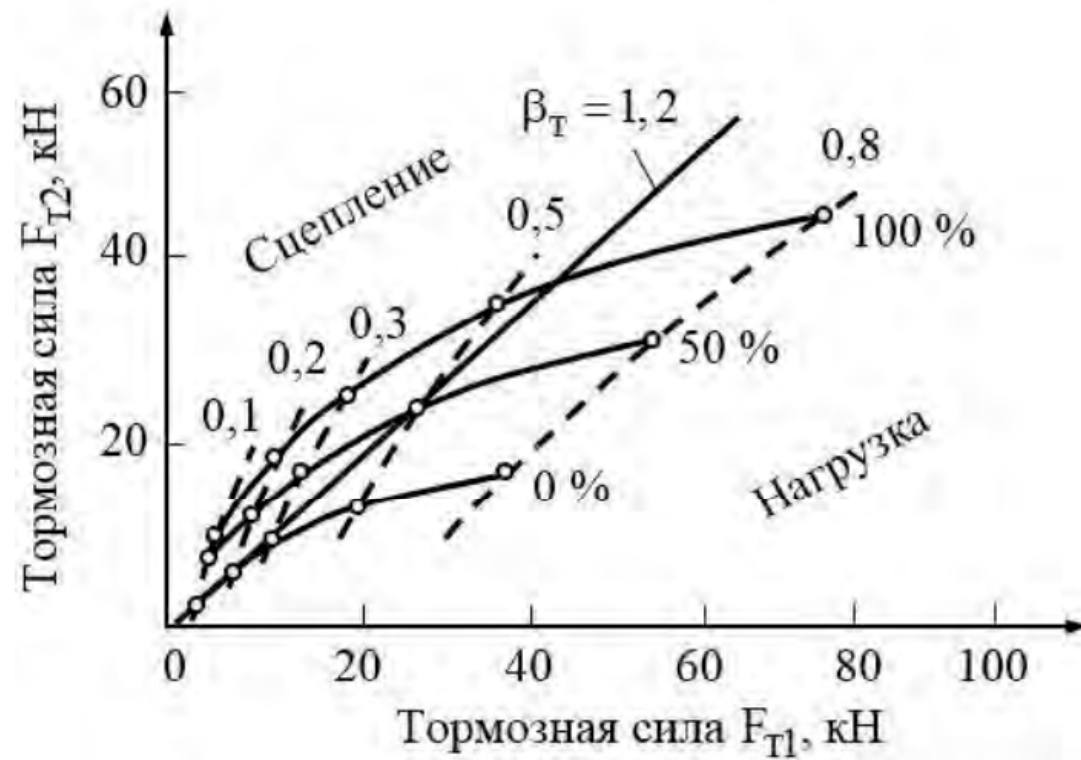


Рис. 4.4. Соотношение тормозных сил мостов автомобиля 4×2: — — — оптимальное соотношение тормозных сил; - - - значения коэффициента сцепления

- Из рисунка следует, что блокировка колес мостов определяется массой автомобиля, сцеплением шин с опорной поверхностью и замедлением автомобиля.
- Соотношение между тормозными силами на мостах оценивается коэффициентом распределения тормозных сил β_T :

$$\beta_T = \frac{F_{T1}}{F_{T2}}. \quad (4.7)$$

- Для синхронности торможения колес автомобиля при их блокировке следует достичь одинакового скольжения. Данное условие выполняется при соблюдении равенства удельной тормозной силы колес:

$$\gamma_{Ti} = \frac{F_{Ti}}{R_{zi}}, \quad (4.8)$$

- где F_{Ti} , R_{zi} – тормозная сила и реакция поверхности, действующие на i -е колесо.
- Таким образом, в процессе торможения автомобиля возникает необходимость регулирования величины тормозных сил по мостам и колесам.



4.4. РЕГУЛЯТОРЫ ТОРМОЗНЫХ СИЛ

- В настоящее время в тормозной системе автомобиля применяют регуляторы тормозных сил. Их классифицируют по признаку обратной связи. Различают регуляторы без обратной связи и регуляторы с обратной связью.
- ***Регуляторы без обратной связи*** распределяют тормозные силы по мостам в зависимости от веса и интенсивности торможения автомобиля. Усилие, с которым водитель нажимает на тормозную педаль, определяет максимальный тормозной момент. В этом случае не исключены блокировка колес и занос автомобиля.



- Тормозные моменты (тормозные силы) пропорциональны давлению в тормозном приводе мостов. Рабочей характеристикой регулятора тормозных сил является зависимость давлений в переднем p_1 и заднем p_2 контурах тормозного привода:

$$p_2 = \alpha \cdot p_1 ,$$

где α – коэффициент передачи регулятора.

- На рис. 4.5 показаны рабочие характеристики регуляторов без обратной связи. Как видно, регулирование давлений в контурах тормозной системы происходит по простым закономерностям, в отличие от оптимального соотношения давлений.



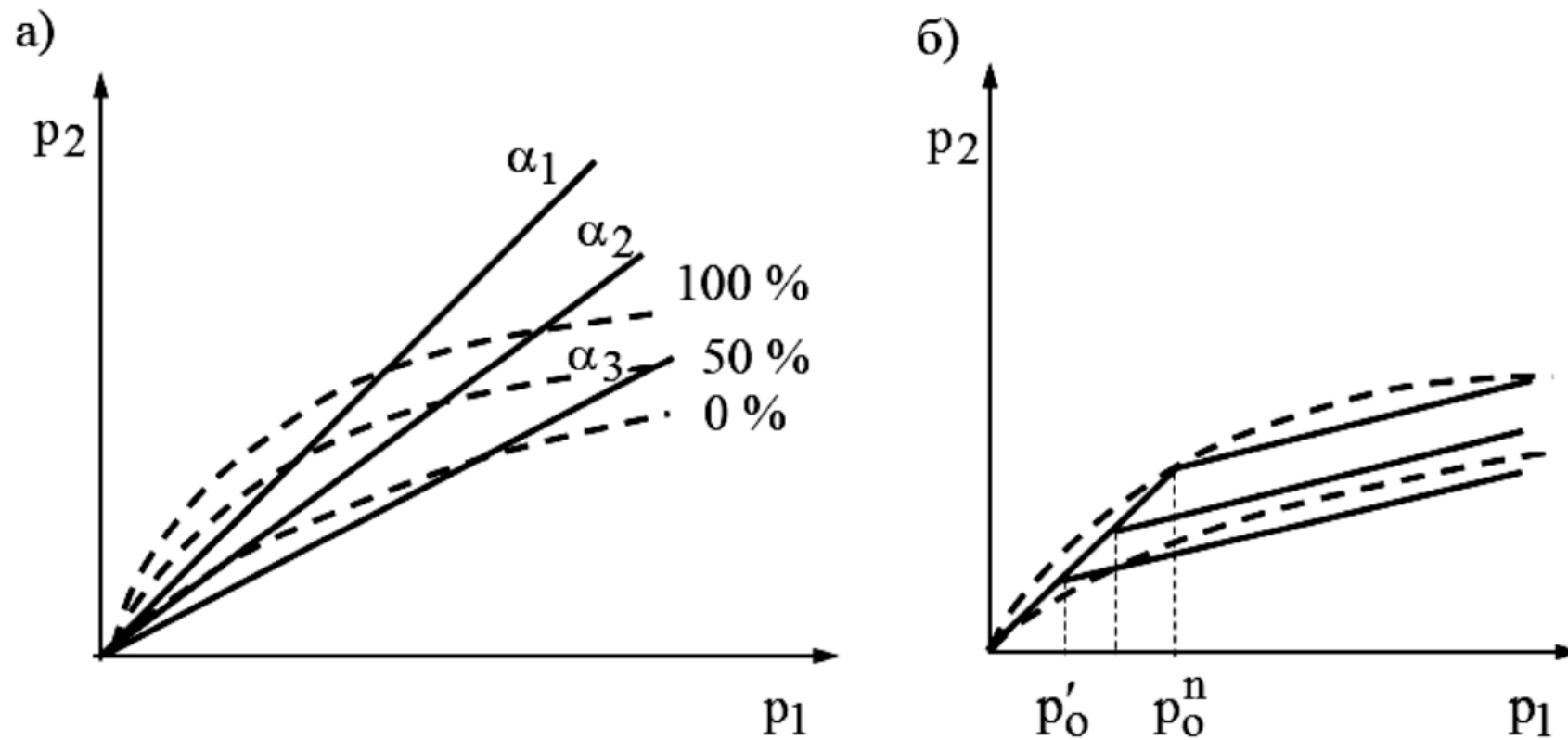


Рис. 4.5. Рабочие характеристики регуляторов: а – регулятор лучевого типа; б – регулятор с изменяемым давлением срабатывания

- Регулятор лучевого типа (рис. 4.5, а) меняет коэффициент передачи α в зависимости от нагрузки на мост. Сигналом для его изменения служит вертикальное перемещение балки моста. Регуляторы лучевого типа применяют при пневматическом тормозном приводе. Они повышают эффективность торможения порожнего автомобиля и автомобиля с неполной нагрузкой.
- Регулятор с изменяемым давлением срабатывания представлен на рис. 4.5, б. В точке p_0 происходит изменение рабочей характеристики регулятора. Положение точки срабатывания p_0 и коэффициент передачи α определяются нагрузкой на задний мост. Эти регуляторы используют в тормозных гидравлических приводах. На практике применяются регуляторы и с другими алгоритмами изменения давления в контурах тормозного привода.



- В соответствии с нормативными документами регулирование тормозных сил необходимо обеспечить таким образом, чтобы первыми блокировались колеса передней оси (для легкового автомобиля при коэффициенте сцепления $\varphi=0,15\ldots0,17$, грузового – при $\varphi=0,15\ldots0,3$).
- **Регуляторы с обратной связью** называют антиблокировочными системами (ABS). ABS обеспечивают относительное скольжение тормозящих колес, при котором реализуется достаточно высокая величина коэффициента сцепления шины с опорной поверхностью. Современные ABS поддерживают коэффициент скольжения в пределах 10...30 %. В этом промежутке тормозные силы максимальны независимо от дорожных условий. В настоящее время автомобили оборудуются электронными микропроцессорами ABS.
- На рис. 4.6 приведена схема четырехканальной ABS WABCO.



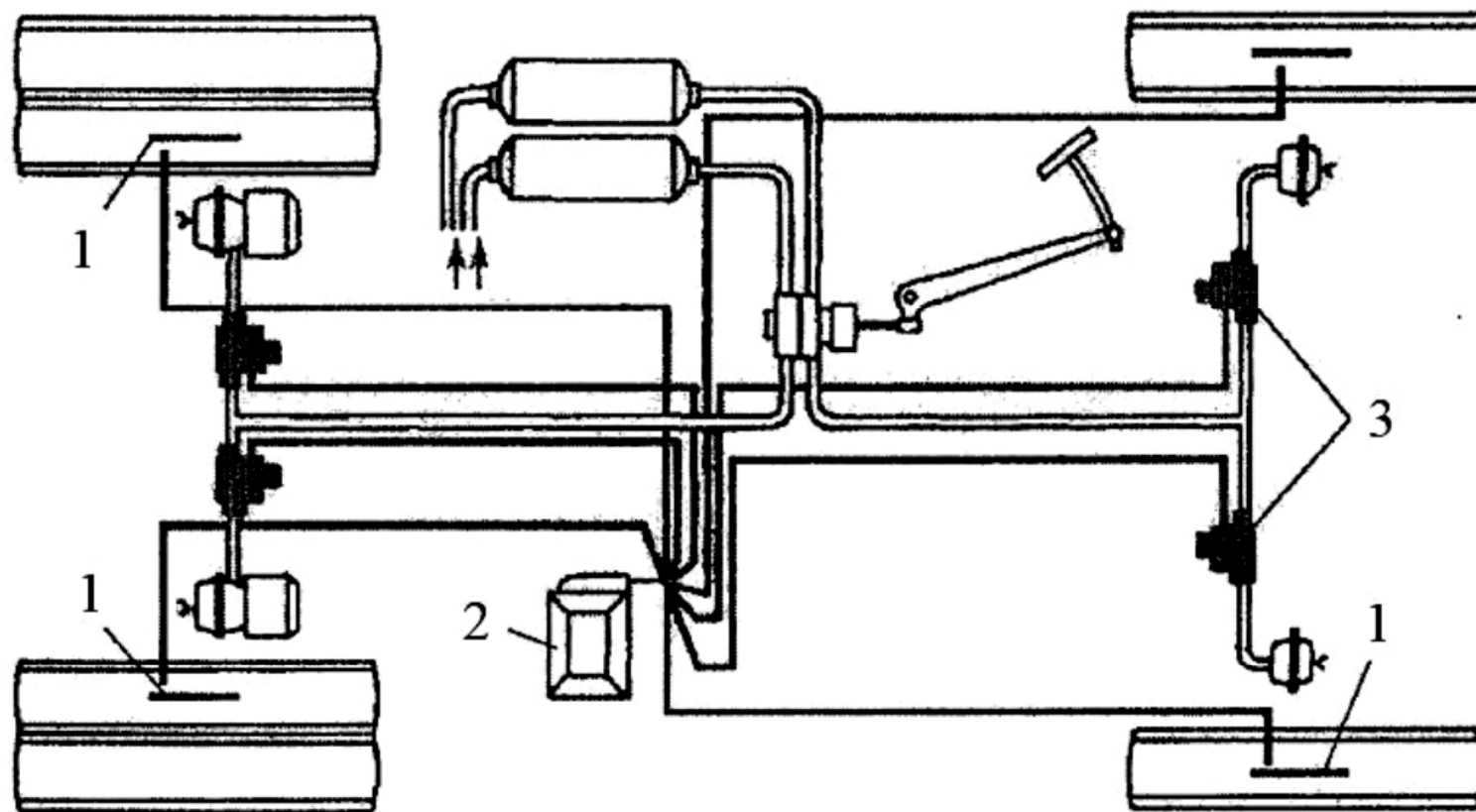


Рис. 4.6. Схема установки четырехканальной ABS WABCO: 1 – датчик угловой скорости; 2 – электронный блок управления; 3 – модулятор



- В состав ABS входят:
 - датчики (замедления, угловой скорости колеса и др.);
 - электронный блок управления, который принимает сигнал от датчиков, обрабатывает его и отправляет команду на исполнительный механизм;
- – исполнительные механизмы (модуляторы давления жидкости/воздуха).
- Рассмотрим рабочий процесс ABS [6]. Электронный блок управления получает информацию от датчика, обрабатывает ее и формирует команду на электроклапан модулятора по определенному алгоритму (рис. 4.7).
- В алгоритме использованы установленные пределы (уставки): « $-a$ » и « $+a$ » – по замедлению колеса; λ_1 и λ_2 – по относительному скольжению.



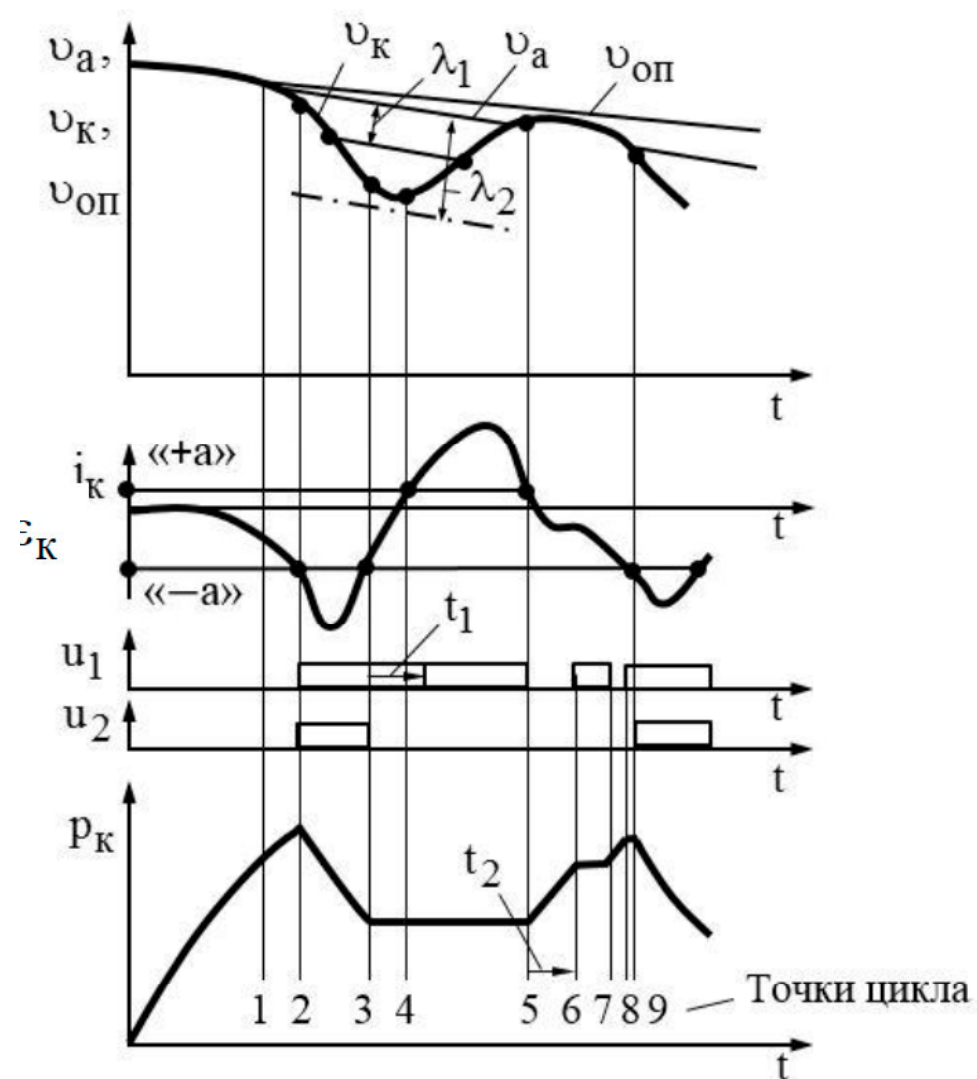


Рис. 4.7. Графики рабочего цикла ABS: v_a – скорость автомобиля; v_k – линейная скорость колеса; $v_{оп}$ – опорная скорость; ε_k – замедление колеса; p_k – давление в тормозной камере; « $-a$ », « $+a$ », λ_1 , λ_2 – уставки; t_1 , t_2 – пороговые интервалы времени; u_1 , u_2 – команды электроклапанам

- Использование в алгоритме одновременно пределов по замедлению и скольжению объясняется тем, что регулирование по скольжению не обеспечивает качество торможения при изменении коэффициента сцепления колес, а регулирование по замедлению колеса – качество торможения на льду, на снегу.
- Скольжение колеса определяется сравнением скорости автомобиля u_a с линейной скоростью тормозящих колес u_k .
- В момент блокировки одного из колес снимается информация со всех датчиков. Скорость автомобиля в этот момент (скорость в начале цикла) выбирается равной максимальной из линейных скоростей колес u_k . В следующие моменты времени рабочего цикла ABS текущая скорость автомобиля (опорная скорость u_{II}) рассчитывается по начальной скорости цикла и замедлению автомобиля (величина заложена в алгоритме).



- Пусть в процессе торможения замедление одного колеса превышает замедление автомобиля (точка 1 на рис. 4.7). Вычисляется опорная скорость. Когда превышаетя предел «-а» по замедлению колеса или λ_1 по скольжению колеса, подаются команды на электроклапаны модулятора и в тормозном приводе снижается давление – точка 2.
- После того, как давление в приводе начинает уменьшаться, замедление колеса продолжает увеличиваться. Это происходит из-за инерции колеса и роста скольжения в пятне контакта шины. Состояние в пятне контакта шины критическое (зона немного левее точки 3 на рис. 4.7), колесо может заблокироваться. При своевременном снижении давления в приводе колесо не блокируется, а начинает разгоняться.



- Растормаживание прекращается при достижении предела «-а» (точка 3 на рис. 4.7). Затем в течение времени t_1 давление постоянное. Обычно за это время ускорение ε_k превышает предел «+а» (точка 4). Давление в приводе является постоянным до тех пор, пока указанный предел превышен. Если в течение времени t_2 он не достигнут, то растормаживание будет продолжено до достижения предела λ_2 (по скольжению).
- Повторно затормаживание начинается в точке 5 (предел «+а»). Давление повышается за время t_2 , которое задается для первого цикла, а потом рассчитывается заново. Повторение цикла происходит с частотой 3 Гц.



- Современные антиблокировочные системы являются самонастраивающимися системами автоматического поиска. Иными словами, ABS адаптивны к дорогам с разным коэффициентом сцепления. Рассмотрим работу адаптивной ABS, используя рис. 4.8. Разность кривых $M_T - M_\phi$ пропорциональна замедлению колеса:

$$\varepsilon_K = \dot{\omega}_K = \frac{M_T - M_\phi}{J_K},$$

- где ε_K – угловая скорость колеса; M_T – момент, развиваемый тормозным механизмом; M_ϕ – момент на колесе, реализуемый по сцеплению; J_K – момент инерции колеса.



- После достижения $M_{фmax}$ (точка С) замедление колеса резко возрастает и оно начинает блокироваться. Увеличение замедления вращения колеса ε_k является первым входным сигналом уменьшения давления в приводе. Однако от сигнала до момента наступления падения давления проходит некоторое время (точка 2). Замедление вращения колеса начинает уменьшаться и становится равным нулю (точка 3). Модулятор устанавливает постоянный тормозной момент (точка 4), который является максимальным для полного использования сцепления шины на данной опорной поверхности. До точки 6 колесо раскручивается, т. е. возрастает угловое ускорение колеса. Увеличение $\square_k$ – второй сигнал повышения давления в приводе (точка 5). Коэффициент сцепления $\square$ увеличивается. Затем цикл повторяется: 1–2–3–4–5–6–1.



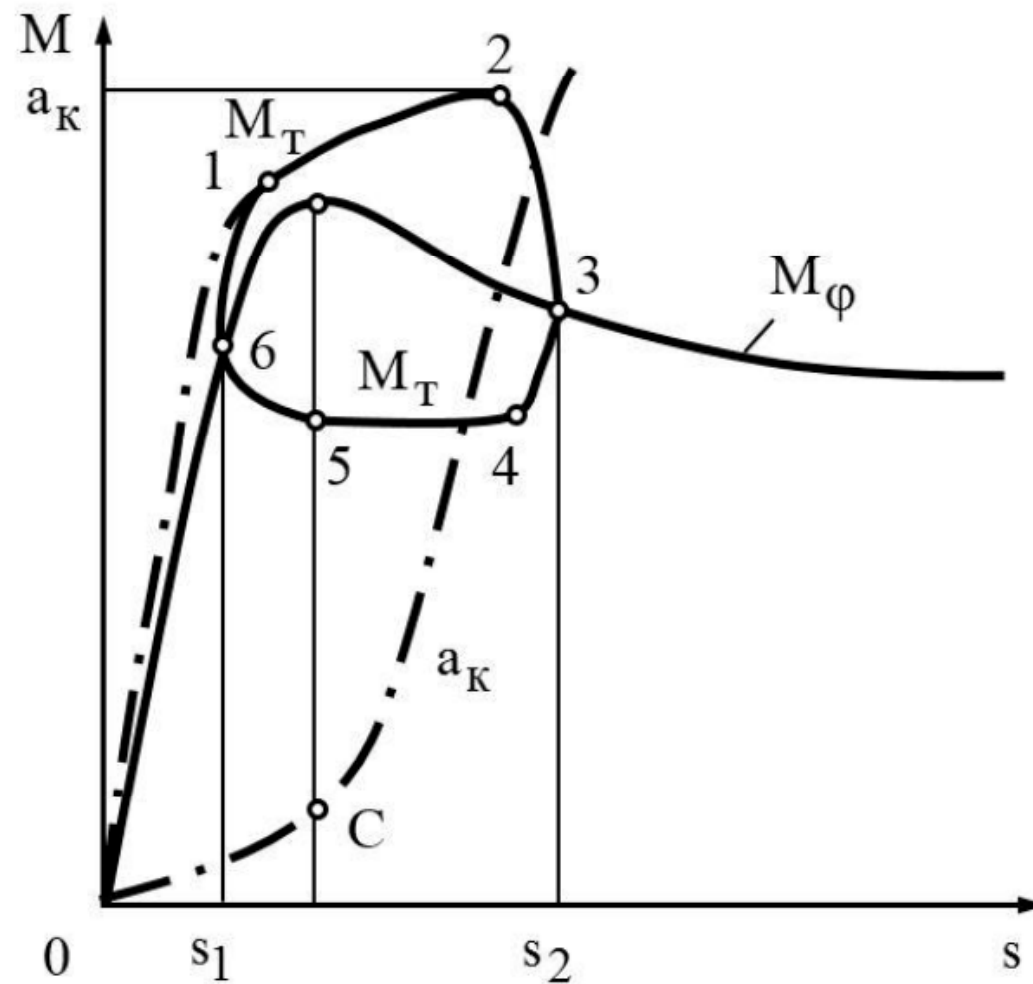


Рис. 4.8. Характеристика регулирования антиблокировочной системы: M – крутящий момент на ведущем колесе; M_T – момент, создаваемый в тормозном механизме; M_ϕ – момент, реализуемый колесом по сцеплению

- Такой алгоритм работы ABS позволяет колесу реализовать на данной опорной поверхности достаточно высокое среднее значение коэффициента сцепления.
- Современные антиблокировочные системы значительно повышают активную безопасность автомобиля.



4.5. ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ АВТОМОБИЛЯ

- В режиме торможения автомобиля, помимо тормозных сил, на него действуют сопротивление качению колес, сопротивление воздуха, подъем дороги и трение в трансмиссии. На дорогах, где сопротивление велико, автомобиль не развивает высокую скорость, поэтому сопротивлением качению в расчетах пренебрегают. Сопротивление воздуха оказывает влияние в начале торможения, когда скорость автомобиля высокая. Торможение двигателем осуществляется тогда, когда он соединен с трансмиссией и работает в режиме минимальной подачи топлива. Им пользуются при торможении на затяжных спусках. Для быстрой остановки автомобиля этот способ неэффективен. Рассмотрим торможение автомобиля на горизонтальной дороге.
- На практике в качестве оценочного показателя процесса торможения автомобиля применяют тормозной путь S_t и остановочный путь S_o .



- Путь, пройденный автомобилем за время действия тормозов, – тормозной. Если торможение происходит с максимальным замедлением для данных эксплуатационных условий, то этот путь называют минимальным тормозным путем $S_{\text{тmin}}$.
- Из равенства кинетической энергии автомобиля и работы тормозных сил на тормозном пути имеем

$$F_{\text{тmax}} \cdot S_{\text{тmin}} = 0,5m_a (v_1^2 - v_2^2),$$

- где v_1, v_2 – скорости автомобиля в начале и в конце торможения соответственно.
- Учтем, что $F_{\text{тmax}} = \varphi \cdot G_a$ и в конце торможения $v_2=0$.
- В результате

$$S_{\text{тmin}} = \frac{v_1^2}{2g \cdot \varphi}.$$



- Остановочный путь S_o – это расстояние, пройденное автомобилем с момента принятия водителем решения о торможении до полной остановки транспортного средства. Поэтому остановочный путь равен тормозному пути и расстоянию, которое проходит автомобиль за время реакции водителя и время срабатывания тормозного привода:

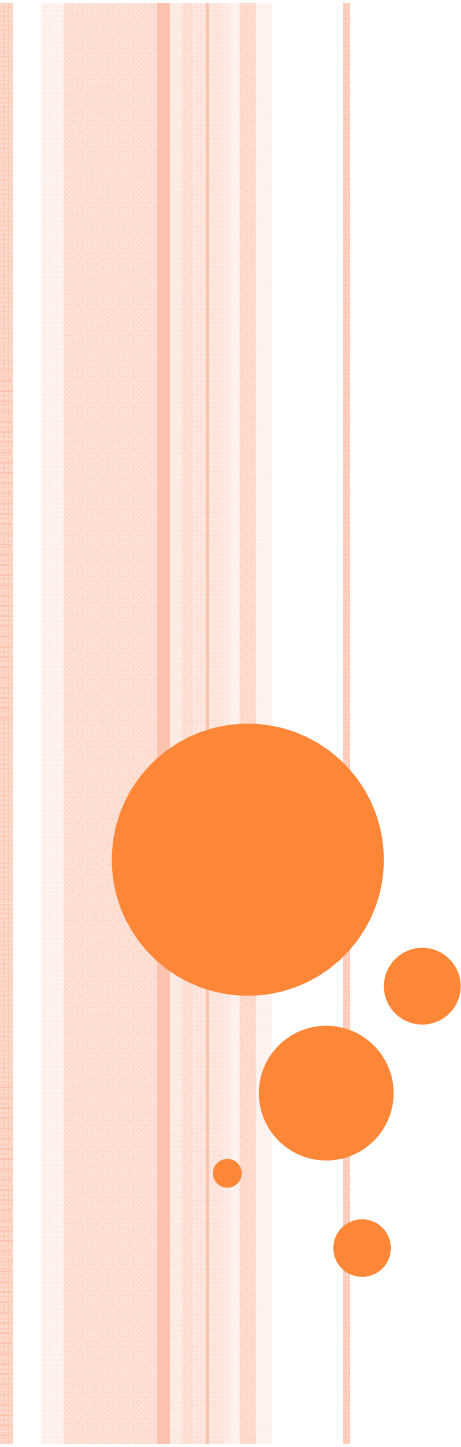
$$S_o = (t_p + t_z + 0,5t_H) v_1 + \frac{k_z \cdot v_1^2}{2g \cdot \varphi}, \quad (4.10)$$

- где t_p – время реакции водителя, $t_p = 0,8$ с; t_z – время запаздывания, $t_z = 0,2$ с; t_H – время нарастания давления в приводе, $t_H = 0,4...0,5$ с; k_z – коэффициент эффективности торможения.



- В расчетах принимают следующие показатели: на опорной поверхности при $\varphi \geq 0,4$ для легковых автомобилей $k_{\varphi} = 1,2$, грузовых – $k_{\varphi} = 1,3 \dots 1,4$; при $\varphi < 0,4$ для всех автомобилей $k_{\varphi} = 1$.
- Тормозной путь определяют во время дорожных испытаний. У автомобиля вес и его распределение по осям должны соответствовать техническим условиям. Трансмиссия и ходовая часть, за исключением тормозов, должны быть прогреты. Износ рисунка шин должен быть равномерным и не превышать 50 %. Требования к участку дороги такие же, как и при определении скоростных свойств автомобиля.





ТЕМА 5

ПЛАВНОСТЬ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

5.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

- *Плавность хода* – это совокупность свойств автомобиля, которые ограничивают вибронегруженность механизмов рамы, водителя, пассажиров, перевозимого груза. Колебания автомобиля, возникающие при движении по неровной опорной поверхности, оказывают неудовлетворительное влияние на его эксплуатационные свойства. На дорогах, покрытия которых с большими неровностями, предельная скорость автомобиля по плавности хода составляет 35...45 км/ч. Расход топлива увеличивается на 50...70 %, производительность транспортных работ снижается на 35...40 %.
- Плавность хода автомобиля в основном определяют характеристики подвески автомобиля. Подвеской называют совокупность узлов и деталей, соединяющих мосты с рамой автомобиля. Массы узлов, механизмов и деталей автомобиля разделяют на поддрессоренные (масса элемента автомобиля воспринимается подвеской) и недрессоренные (масса элемента не воспринимается подвеской). Массы элементов, соединяющих поддрессоренные и недрессоренные механизмы, частично относят к поддрессоренной и недрессоренной массам.



- При движении по неровностям автомобиль совершает сложное колебательное движение, которое принято рассматривать как совокупность простых видов колебаний. Свяжем с автомобилем систему координат $OXYZ$. Начало координат O расположим в центре масс автомобиля, плоскость OXZ – в его продольной плоскости симметрии, ось OX – в направлении движения. Рама автомобиля может поступательно перемещаться вдоль осей и совершать угловые колебания вокруг них. Автомобиль имеет шесть степеней свободы. Различают следующие виды колебаний (рис. 5.1):
 - поступательные продольные перемещения (ось OX) – подергивание;
 - поступательные вертикальные перемещения (ось OZ) – подпрыгивание;
 - поступательные поперечные перемещения (ось OY) – пошатывание;
 - угловые продольные перемещения (ось OY) – галопирование;
 - угловые поперечные перемещения (ось OX) – покачивание;
 - угловые боковые перемещения (ось OZ) – рыскание.



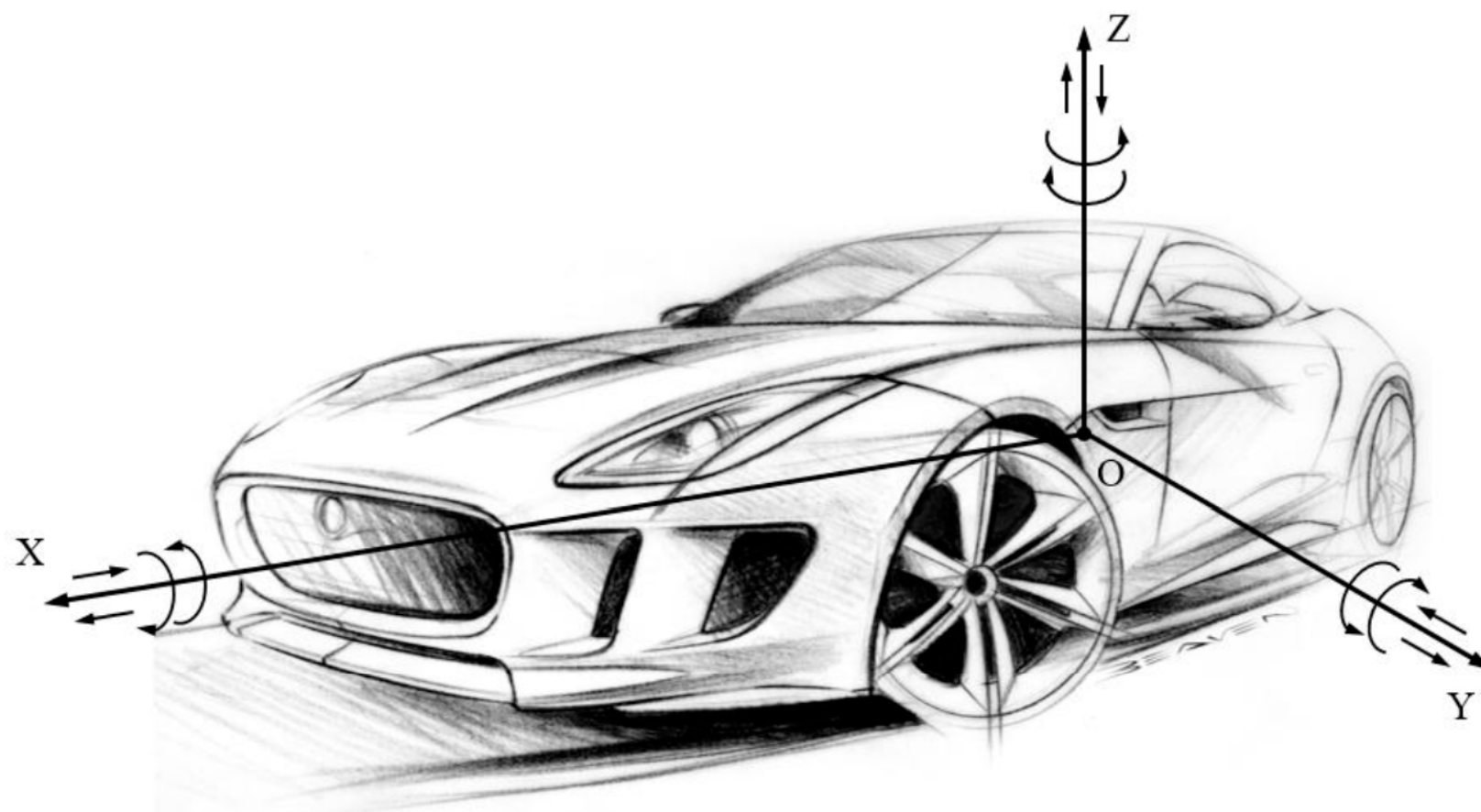


Рис. 5.1. Координатные оси и основные виды колебаний кузова автомобиля



- Практика эксплуатации колесных машин показывает, что на физиологическое состояние человека и плавность хода автомобиля основное влияние оказывают поступательные вертикальные (подпрыгивание) и угловые продольные (галопирование) перемещения.
- Следует различать собственные и вынужденные колебания. Собственные колебания автомобиля возникают от единичного возмущающего воздействия. Частота их имеет определенную величину и зависит от массогеометрических параметров автомобиля и характеристики подвески. Вынужденные колебания автомобиля появляются от непрерывных возмущающих воздействий. Их частота определяется параметрами автомобиля и внешними условиями: скоростью движения, неровностями дороги и др. При этом они могут быть затухающими и незатухающими.



5.2. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДВЕСКИ

- Подвеска автомобиля состоит из направляющих, упругих и диссипативных элементов. Направляющие элементы предназначены для передачи силовых факторов от колес к раме и определяют перемещение колес относительно рамы.
- По схеме соединения элементов подвески делят на независимые и зависимые. Независимой называется подвеска, при которой перемещение одного колеса (правого) не зависит от перемещения другого (левого), т. к. они жестко не соединены.
- При зависимой подвеске колеса моста закреплены на одной жесткой балке (неразрезной мост). Перемещение одного колеса вызывает перемещение другого.



- Упругие элементы подвески преобразуют энергию ударов и толчков со стороны опорной поверхности в потенциальную энергию (сжатия, скручивания). Диссипативные элементы (амортизаторы) рассеивают энергию колебаний автомобиля.
- В некоторых конструкциях подвески один и тот же ее элемент выполняет разные функции. Например, листовая рессора является упругим и направляющим элементом, гидропневматический элемент – диссипативным и упругим.
- Свойства подвески определяет ее полный ход (полный прогиб) – перемещение оси колеса от нижнего до верхнего ограничителя хода. Полный ход включает ход отбоя и ход сжатия. Перемещение оси колеса от положения, соответствующего статической нагрузке, до нижнего ограничителя называют ходом отбоя $\Delta_{от}$. Ход сжатия $\Delta_{сж}$ – перемещение оси колеса от статического положения до верхнего ограничителя. Измерения проводят в плоскости колеса.



- Возможность движения автомобиля без «пробоя» подвески (удар в ограничитель хода, замыкание витков пружины) определяет ее коэффициент динамичности

$$K_d = \frac{F_{\max}}{F_{\text{ст}}}$$

или

$$K_d = \frac{\Delta_{\text{ст}} + \Delta_{\text{сж}}}{\Delta_{\text{ст}}} = \frac{\Delta_{\text{п}}}{\Delta_{\text{ст}}},$$

- где $F_{\max}$, $F_{\text{ст}}$ – максимальная и статическая нагрузки, передаваемые через подвеску, соответственно; $\Delta_{\text{п}}$ – полный ход подвески.
- На рис. 5.2 показана схематическая модель подвески. Упругий элемент имитирует пружина, а диссипативный – поршень.

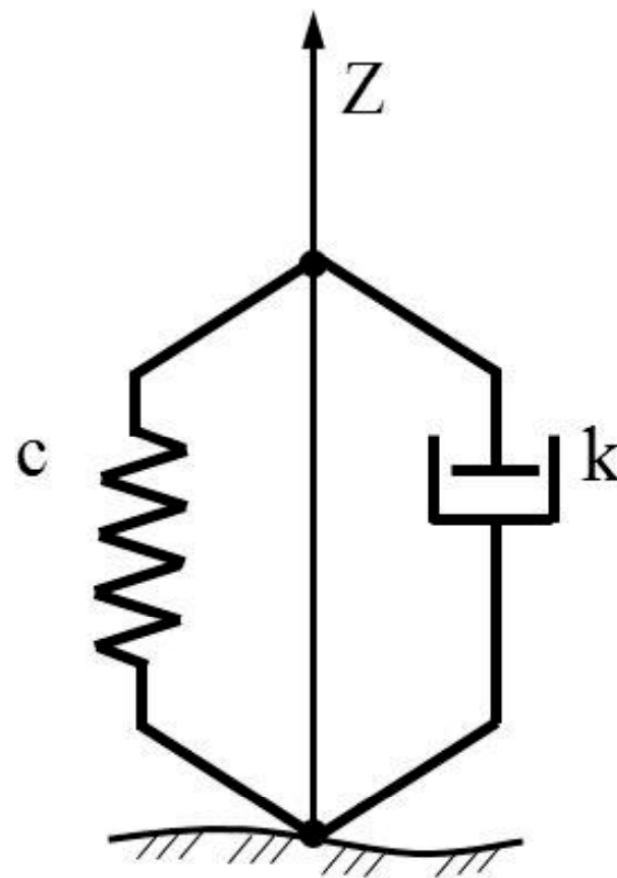


Рис. 5.2.
Схематическая
модель подвески



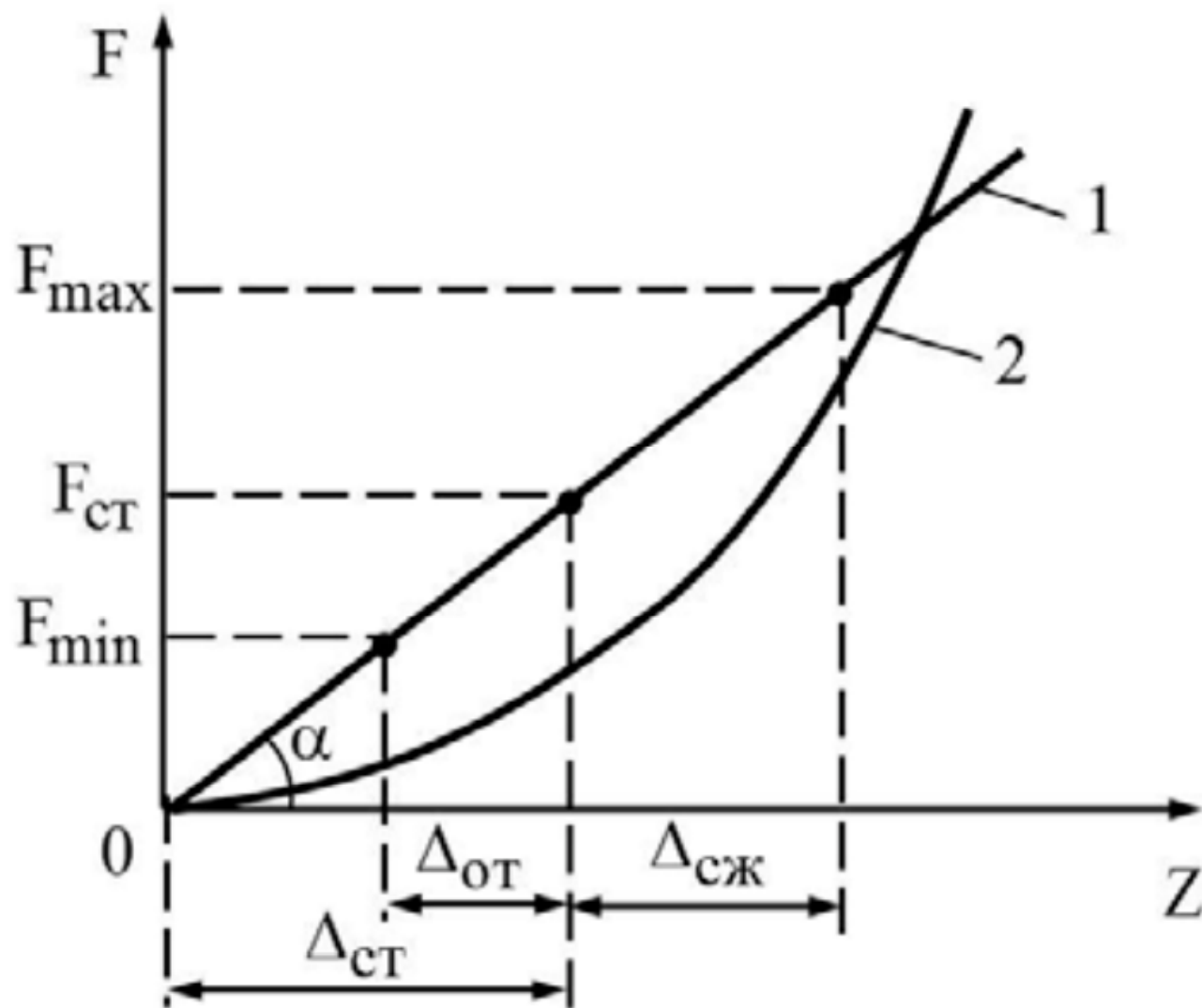


Рис. 5.3. Упругая характеристика подвески: 1 линейная; 2 нелинейная

- Упругие свойства подвески характеризует коэффициент жесткости, отражающий зависимость вертикального перемещения оси колеса Z от действующей вертикальной нагрузки F (рис. 5.3):

$$c = \frac{dF}{dZ} = \operatorname{tg} \alpha .$$

- Подвеска при $c = \text{const}$ имеет линейную характеристику, а при $c = \text{var}$ – нелинейную. У нелинейной характеристики изменение жесткости подвески может происходить по плавной либо ломаной линии.
- На рисунке деформация подвески от статической нагрузки $F_{\text{ст}}$ обозначена $\Delta_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} / c$.
- На колебательные свойства автомобиля влияют характеристики диссипативного элемента (амортизатора). При этом основное значение
- имеет коэффициент сопротивления (неупругого сопротивления) амортизатора, равный развиваемой им силе сопротивления F_a , отнесенной к определенной скорости поршня $v_{\text{п}}$:

$$k = \frac{F_a}{v_{\text{п}}} .$$



- Характеристика амортизатора представлена на рис. 5.4. Коэффициент сопротивления амортизатора при перемещении колеса вверх (ход сжатия) и при движении его вниз (ход отбоя) должен быть различным. У амортизаторов сопротивление при ходе отбоя в 4...10 раз больше, чем при ходе сжатия.
- Нелинейные характеристики упруго-диссипативных элементов подвески повышают плавность хода автомобиля.
- Рассеивание энергии в подвеске происходит и за счет трения в ее элементах, которые считают постоянными.



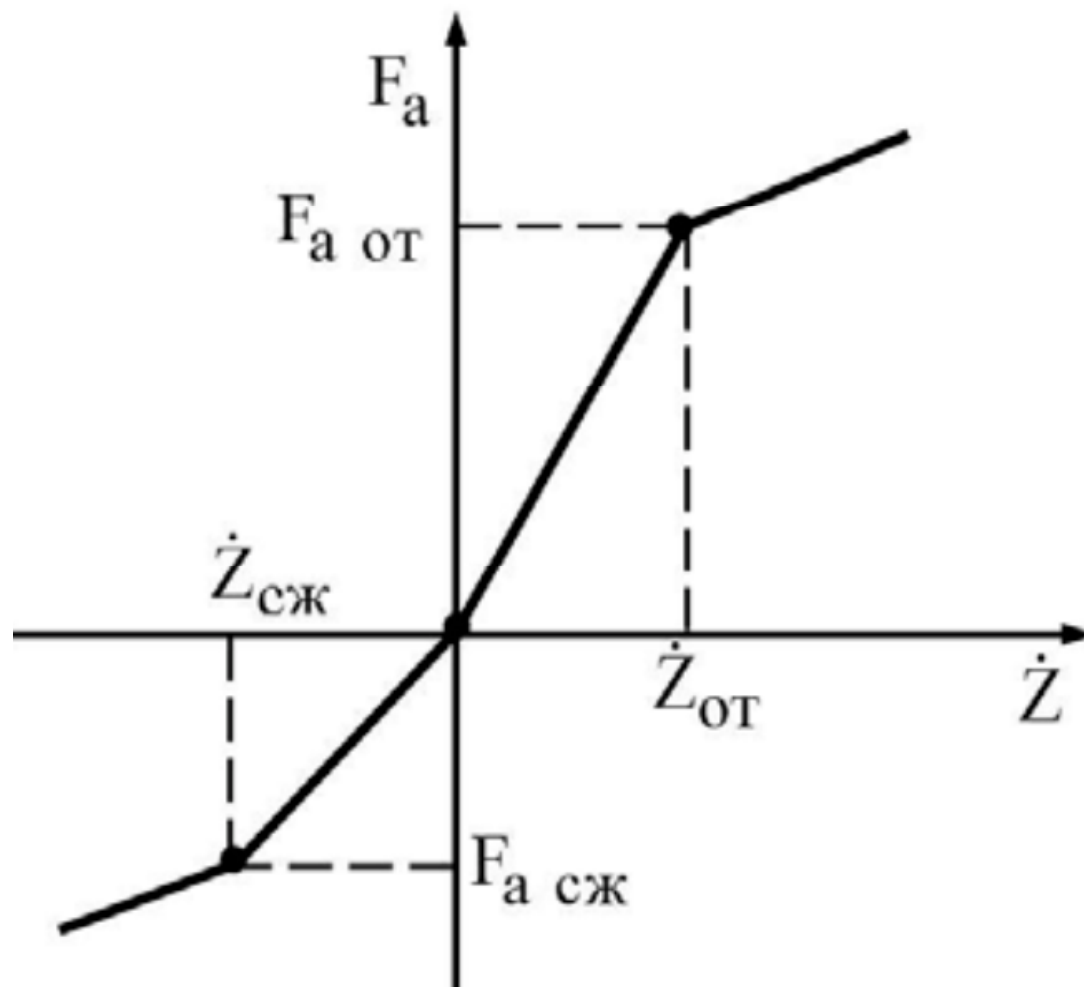


Рис. 5.4. Характеристика амортизатора



- Современные автомобили оборудуются активными системами поддрессоривания. По сути, это системы автоматического управления характеристиками упругих и демпфирующих элементов подвески в зависимости от условий эксплуатации автомобиля.
- При исследовании плавности хода автомобиля учитывают упругие и демпфирующие свойства шин в направлении вертикального перемещения его центра масс. Эти свойства зависят от конструкции и размеров шины. В расчетах на плавность хода автомобиля учитывают основные характеристики шины: коэффициент жесткости $c_{ш}$ и коэффициент демпфирования $k_{ш}$.



5.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРОВНОСТЕЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

- Основным фактором вынужденных колебаний автомобиля являются неровности опорной поверхности. При всем их многообразии достаточно часто встречаются неровности, профиль которых можно описать аналитическими функциями.
- На наезженных грунтовых дорогах возникают неровности длиной 0,5...13 м и с глубиной впадин 20...200 мм. Асфальтированная дорога при долгой интенсивной эксплуатации имеет неровности длиной 4...8 м с глубиной впадин до 50 мм. Статистическая обработка неровностей дорог показывает, что изменение их профилей можно описать гармоническими функциями.



- Некоторые периодические неровности можно представить в виде простой модели – волнистой поверхности. Ординаты поверхности отсчитываются от средней линии, а их изменение от перемещения по дороге описывается гармонической функцией – косинусоидой (рис. 5.5):

$$q(\ell) = q_0 (1 - \cos(2\pi \cdot \lambda \cdot \ell)),$$

- где q_0 – наибольшее отклонение (амплитуда) поверхности от средней линии; λ – циклическая частота.
- Циклическая частота – это количество неровностей на участке дороги длиной 1 м.

$$\lambda = \frac{1}{\ell_H}.$$

- Тогда

$$q(\ell) = q_0 \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi \cdot \ell}{\ell_H} \right) \right).$$



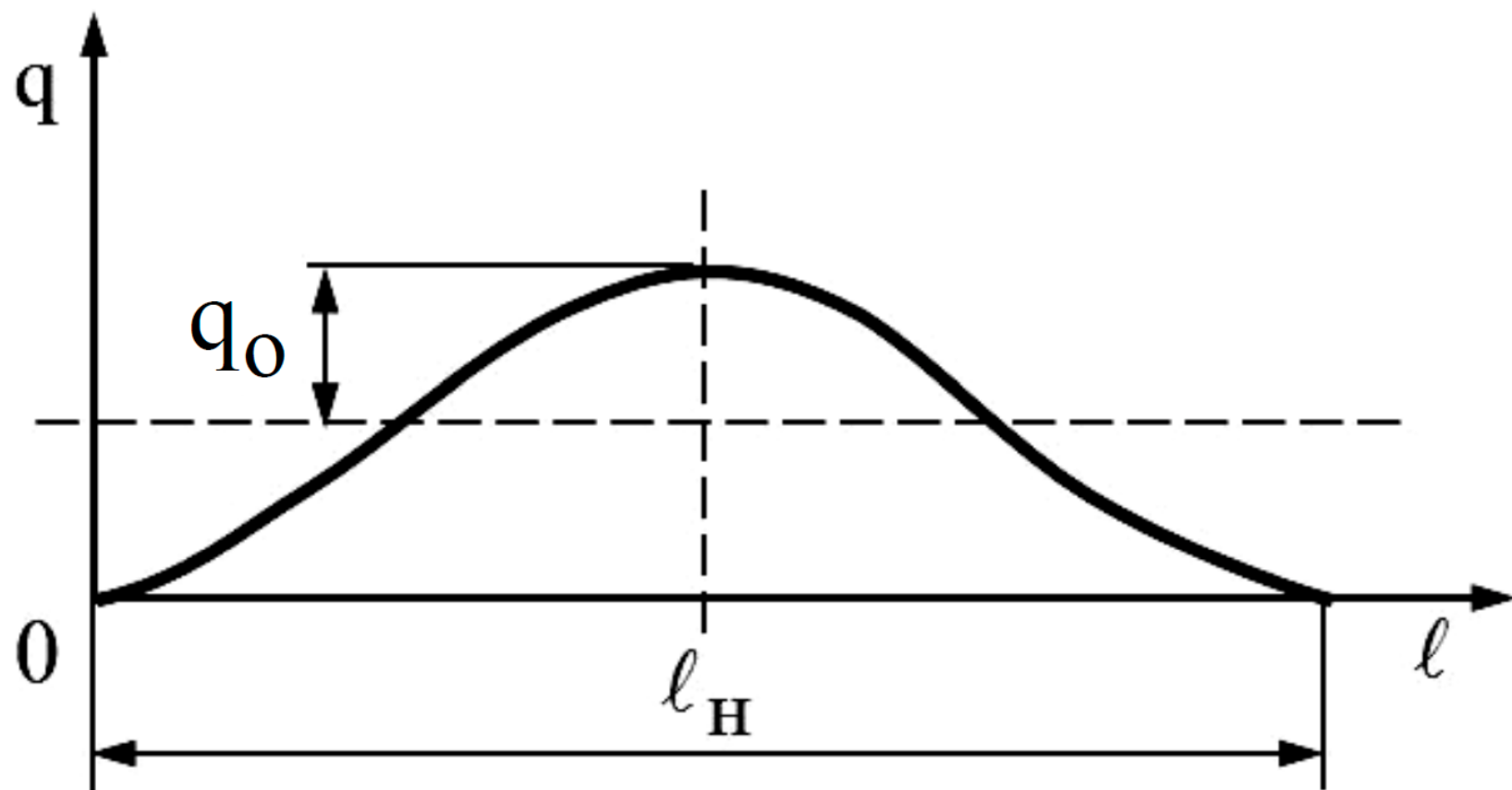


Рис. 5.5. Косинусоидальная неровность



- При исследовании микропрофиля опорной поверхности используют путевую (волновую) частоту

$$\lambda_s = \frac{2\pi}{\ell_H} = 2\pi \cdot \lambda.$$

- Переход от описания неровностей опорной поверхности к их воздействию на движущийся автомобиль проводится с учетом постоянной скорости автомобиля:

$$\ell = v_a \cdot t.$$

- Тогда воздействие выражается следующей формулой:

$$q(v_a, t) = q_0 (1 - \cos(v \cdot t)),$$

- где v – частота возмущения, $v = \frac{2\pi \cdot v_a}{\ell_H}.$



- При постоянной скорости движения автомобиля сохраняется соответствие между частотой возмущения и путевой частотой:

$$v = \lambda_s \cdot \nu_a .$$

- В реальных условиях эксплуатации автомобилей неровности носят случайный характер, их размеры и форма различны. Для такого профиля дороги описать изменение высоты неровностей q от длины пути можно только статистически – случайной функцией, особенность которой состоит в том, что по характеристике неровностей на определенном участке пути невозможно рассчитать эти характеристики на следующих участках. Определенные значения случайной функции $q(l)$ называют ее реализацией $q_i(l)$.



- Случайная функция обладает эргодическим свойством, если по одной ее реализации устанавливаются вероятностные характеристики. Это значит, что среднее значение функции при наблюдении на большом интервале приблизительно равно среднему значению при других наблюдениях. Случайная функция является стационарной, если на ее участках вероятностные характеристики изменяются незначительно.
- Для описания опорной поверхности со случайными (незакономерными) неровностями применяют модели стационарной случайной эргодической функции. Адекватная модель дороги представляется следующими характеристиками: дисперсией ординат, корреляционной функцией и спектральной плотностью.



- Дисперсия ординат или среднее квадратичное отклонение ординат – математическое ожидание квадрата центрированной случайной функции. Дисперсия (обработана одна реализация) (рис. 5.6) определяется по формуле

$$D_q = \lim_{L_q \rightarrow \infty} \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q^2(\ell) d\ell.$$

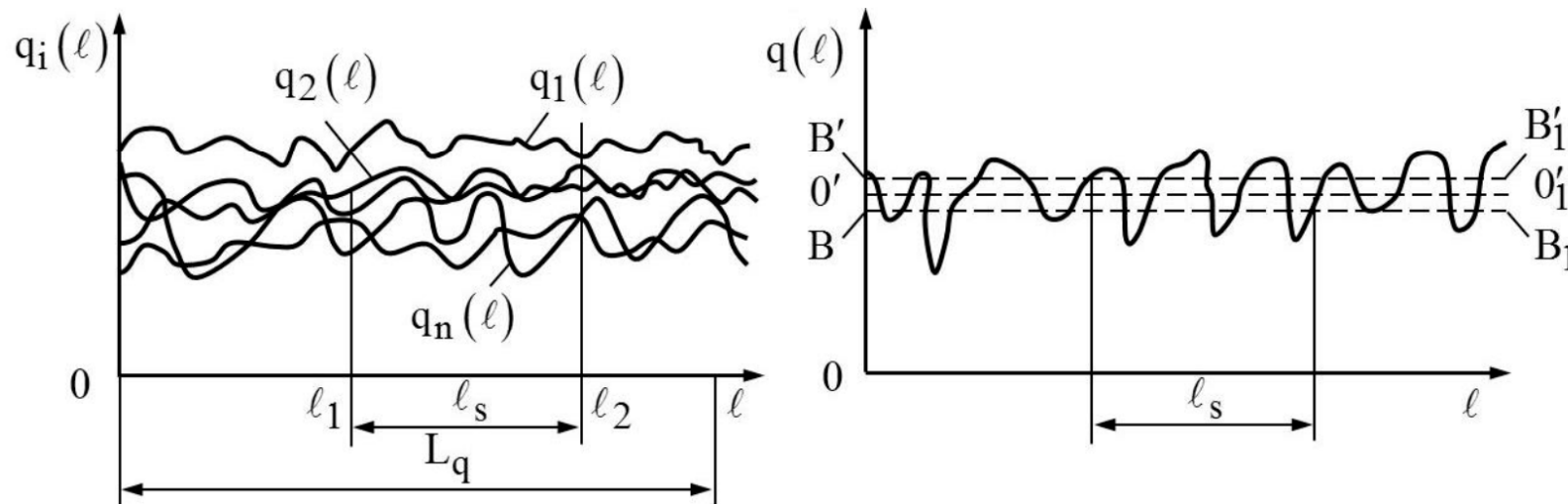


Рис. 5.6. Реализации случайной функции $q(\ell)$ и ее центрирование

- Корреляционная функция отражает взаимосвязь случайных значений функции на длине дорожного участка. При осреднении по одной реализации она определяется следующим образом:

$$R_q(l_s) \approx \frac{1}{L_q} \int_0^{L_q} q(l) q(l + l_s) dl,$$

- где $q(l)$, $q(l + l_s)$ – значение функции (ординаты неровности) в начале в конце участка соответственно; s – длина участка.

- Спектральная плотность дисперсии характеризует частоту повторения длин неровностей, преобладающие частоты случайного процесса, изменяющиеся по времени. Спектральная плотность дисперсии $S_q(\lambda_s)$ и корреляционная функция

$$S_q(\lambda_s) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} R_q(l_s) \cos \lambda_s l_s dl_s.$$



- зависит от соотношения частоты собственных колебаний его поддрессоренной массы и частоты возмущения. При близости этих частот реакция поддрессоренной массы автомобиля будет наибольшей. Когда частота собственных колебаний превосходит частоту возмущений в 5...10 раз, перемещения поддрессоренной массы будут малы. Если частота возмущений будет больше частоты собственных колебаний в это же количество раз, то перемещения поддрессоренной массы будут большими. Это приводит к «пробою» подвески автомобиля.
- Неровности опорной поверхности делят на три группы:
 - 1) неровности макропрофиля — не оказывают динамического воздействия на автомобиль;
 - 2) неровности микропрофиля — оказывают влияние на колебания поддрессоренной массы автомобиля;
 - 3) шероховатости поверхности — вызывают шум при движении автомобиля.



5.4. ОЦЕНКА ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОМОБИЛЯ

- Автомобиль подвержен многообразию колебательных процессов. Колебания возникают не только по причине неровностей опорной поверхности, но и от работы различных механизмов автомобиля. Спектр колебаний разделяют на два диапазона: низкочастотные (0...25 Гц) и высокочастотные (свыше 25 Гц). Колебания оказывают большое влияние на физиологическое состояние человека. Для человеческого организма комфортны вертикальные колебания в пределах 0,8...1,5 Гц. Меньшая частота колебаний приводит к укачиванию, а большая переносится болезненно. Поэтому нормативно регламентируют показатели колебаний в зависимости от их воздействия на человека.



- Основными характеристиками колебательного процесса являются амплитуда, частота, скорость и ускорение. Существенное влияние на ощущения человека оказывает частота колебаний. При низких частотах колебаний ощущения пропорциональны ускорениям, средних – скоростям, высоких – перемещениям. Болезненные ощущения человек испытывает при вертикальных колебаниях 4...8 Гц и горизонтальных 1...2 Гц. В связи с этим стандартом регламентированы значения скорости и ускорения (табл. 5.1). При этом среднеквадратичные величины виброскорости нормируются в октавных полосах частот, а вибронагруженность определяется по выражению

$$L = 20 \lg \left(\frac{\sigma_v}{5 \cdot 10^{-8}} \right),$$

- где σ_v – среднеквадратическая величина виброскорости в октавной полосе; $5 \cdot 10^{-8}$ – величина виброскорости, условно принятая за границу ощущений.



Табл. 5.1. Регламентируемые значения колебаний [2]

Номер октавы	I	II	III	IV	V
Среднегеометрическая частота, Гц	1	2	4	8	10
Виброускорение, м/с ²					
вертикальное	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14
горизонтальное	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2
Виброскорость, м/с (дБ)					
вертикальная	0,2 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)
горизонтальная	0,063 (122)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

- Октава – полоса частот, определяемая средним геометрическим значением граничных частот (минимальной и максимальной).



5.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

- Рассмотрим двухмассовую расчетную схему автомобиля (рис. 5.7, а). Она состоит из подрессоренной массы m_{Π} и неподрессоренной $m_{\text{н}}$. Шины обладают жесткостью $c_{\text{ш}}$ и вязким сопротивлением $k_{\text{ш}}$. Подвеска имеет пружину жесткостью c_{Π} и амортизатор с коэффициентом сопротивления k_{Π} . Свободные колебания система совершает в том случае, если единичное возмущение нарушает ее равновесное состояние. После нарушения система предоставлена самой себе. Примером является проезд автомобилем единичной неровности на дороге с ровной поверхностью.



- Теоретически и экспериментально установлено: если свободные колебания не являются апериодическими, то частота собственных колебаний системы незначительно зависит от сухого трения и вязкого сопротивления. Перейдем к упрощенной одномассовой расчетной схеме без элементов диссипации энергии (рис. 5.7, б).



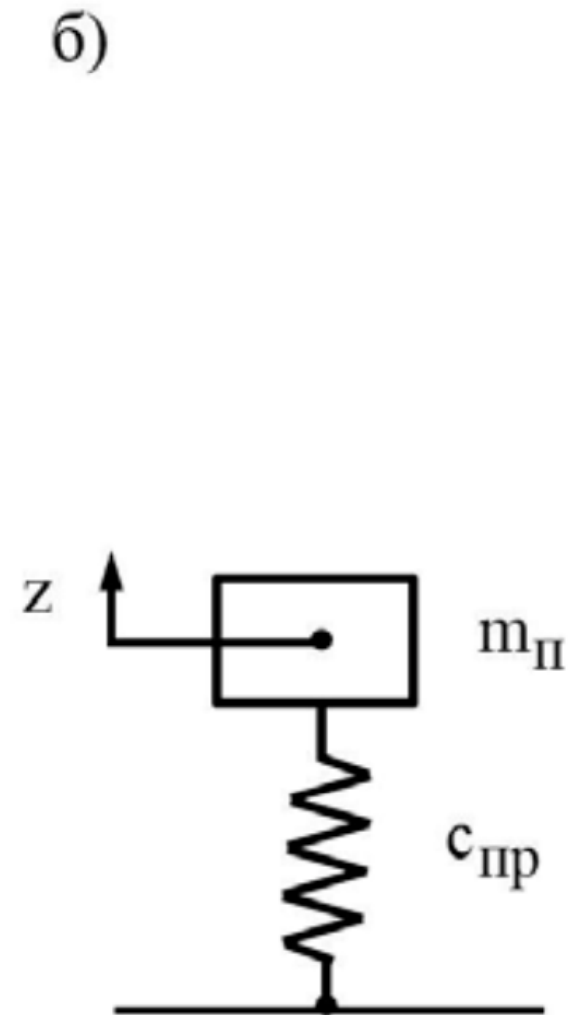
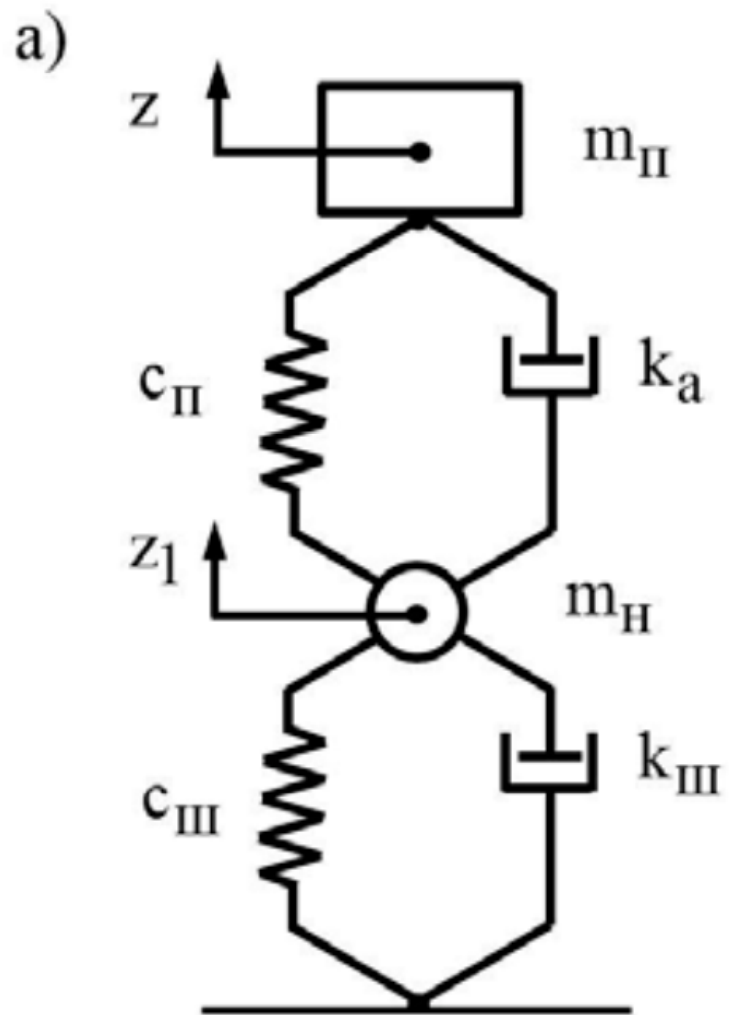


Рис. 5.7. Расчетные схемы автомобиля: а – двухмассовая модель; б – одномассовая модель

- Упругость подвески и шины моделируется пружиной с приведенной жесткостью

$$c_{\text{пр}} = \frac{c_{\text{п}} \cdot c_{\text{ш}}}{c_{\text{п}} + c_{\text{ш}}}.$$

- Составим уравнение движения системы с помощью уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial Z_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{Z}_i} = Q_i, \quad (5.1)$$

- где T – кинетическая энергия системы; Π – потенциальная энергия системы; Φ – диссипативная функция; Q_i – обобщенные силы.
- Для рассматриваемой системы (см. рис. 5.7, б):

- кинетическая энергия

$$T = \frac{m_{\text{п}} \cdot \dot{Z}^2}{2};$$

- потенциальная энергия

$$\Pi = \frac{c_{\text{пр}} \cdot Z^2}{2}$$



- Учитывая, что $\Phi=0$ и $Q=0$, получаем уравнение движения

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{Z} + c_{\text{пр}} \cdot \dot{Z} = 0.$$

- После преобразования

$$\ddot{Z} + \omega^2 \cdot Z = 0,$$

- где ω – частота собственных колебаний,

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\Pi}}}.$$

- Из формулы (5.2) видно, что частота собственных колебаний автомобиля зависит от упругих элементов подвески, упругости шин и подрессоренной массы. Характеристики подвески и шин задаются на стадии проектирования автомобиля. На практике частота собственных колебаний автомобиля определяется его нагрузкой.



5.6. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ

- Вынужденные колебания возникают в случае движения автомобиля по неровной опорной поверхности. Характеристики этих колебаний определяются не только внешними воздействиями, но и конструктивными параметрами автомобиля. На рис. 5.8 представлена расчетная схема автомобиля для исследования вынужденных колебаний в продольной плоскости.



- Для упрощения исследований рассматривается плоская модель автомобиля. Приняты следующие обозначения: подрессоренная масса m_{Π} ; момент инерции автомобиля J относительно оси, проходящей через центр масс (точку C) перпендикулярно продольной плоскости; неподрессоренные массы m_1, m_2 ; жесткость подвески c_{Π}, c_3 ; сопротивление подвески k_{Π}, k_3 ; жесткость шины $c_{ш1}, c_{ш2}$; сопротивление шины $k_{ш1}, k_{ш2}$; ординаты неровностей q_1, q_2 . Автомобиль движется с постоянной скоростью. На шины действуют неровности высотой q_1, q_2 . В качестве независимых координат, определяющих перемещение масс относительно положения статического равновесия, выбираем координаты подрессоренной (z_c, φ) и неподрессоренных (z_{Π}, z_3) масс.



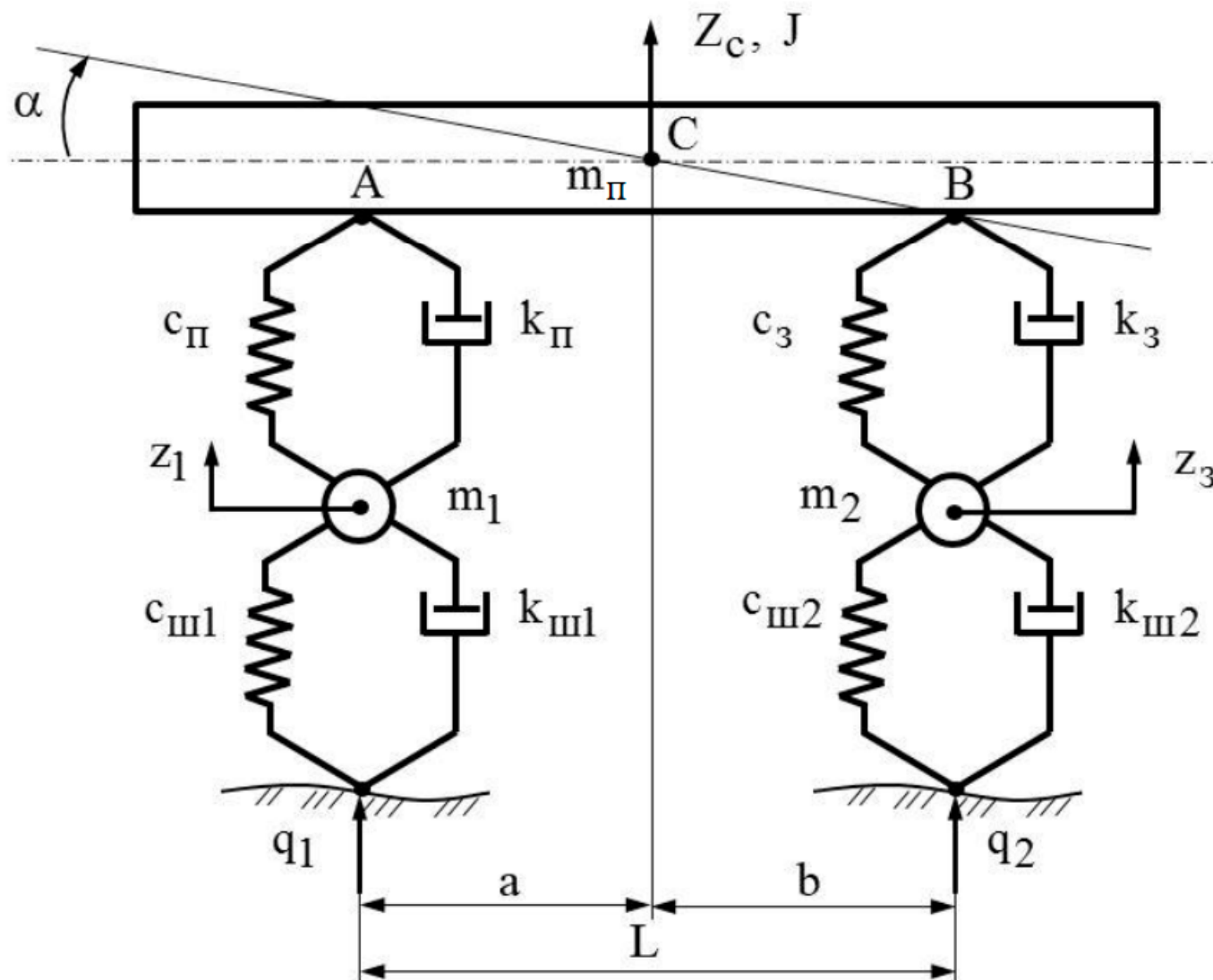


Рис. 5.8. Расчетная схема автомобиля

- Уравнения движения данной системы составляем, используя уравнение Лагранжа второго рода (5.1).

- Кинетическая энергия системы

$$T = 0,5m_1 \cdot \dot{z}_\Pi^2 + 0,5m_2 \cdot \dot{z}_3^2 + 0,5m_\Pi \cdot \dot{z}_c^2 + 0,5J \cdot \dot{\alpha}^2.$$

- Потенциальная энергия системы

$$\begin{aligned} \Pi = & 0,5c_{\text{ш1}} (q_1 - z_\Pi)^2 + 0,5c_{\text{ш2}} (q_2 - z_3)^2 + 0,5c_\Pi (z_\Pi - z_c - a \cdot \alpha)^2 + \\ & + 0,5c_3 (z_3 - z_c + b \cdot \alpha)^2. \end{aligned}$$

- Диссипативная функция системы

$$\begin{aligned} \Phi = & 0,5k_{\text{ш1}} (\dot{q}_1 - \dot{z}_\Pi)^2 + 0,5k_{\text{ш2}} (\dot{q}_2 - \dot{z}_3)^2 + 0,5k_\Pi (\dot{z}_\Pi - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha})^2 + \\ & + 0,5k_3 (\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha})^2. \end{aligned}$$


- Продифференцировав выражения по независимым координатам и подставив их в уравнение (5.1), получим

$$m_{\Pi} \cdot \ddot{z}_c - k_{\Pi}(\dot{z}_{\Pi} - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) - k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_{\Pi}(z_{\Pi} - z_c - a \cdot \alpha) - c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0;$$

$$J \cdot \ddot{\alpha} - a \cdot k_{\Pi}(\dot{z}_{\Pi} - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) + b \cdot k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - a \cdot c_{\Pi}(z_{\Pi} - z_c - a \cdot \alpha) + b \cdot c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0;$$

$$m_1 \cdot \ddot{z}_{\Pi} - k_{\text{III}1}(\dot{q}_1 - \dot{z}_{\Pi}) + k_{\Pi}(\dot{z}_{\Pi} - \dot{z}_c - a \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_{\text{III}1}(q_1 - z_{\Pi}) + c_{\Pi}(z_{\Pi} - z_c - a \cdot \alpha) = 0;$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_3 - k_{\text{III}2}(\dot{q}_2 - \dot{z}_3) + k_3(\dot{z}_3 - \dot{z}_c + b \cdot \dot{\alpha}) - \\ - c_{\text{III}2}(q_2 - z_3) + c_3(z_3 - z_c + b \cdot \alpha) = 0.$$

(5.3)



- Система уравнений (5.3) описывает вынужденные колебания автомобиля. Функции возмущения

$$R_1 = k_{ш1} \cdot \dot{q}_1 + c_{ш1} \cdot q_1,$$

$$R_2 = k_{ш2} \cdot \dot{q}_2 + c_{ш2} \cdot q_2$$

- входят в третье и четвертое уравнения системы (5.3) соответственно.
- Отметим, что если упругая сила шины вследствие ее деформации меньше величины силы сухого трения подвески, то неподрессоренная масса (m_1, m_2) не перемещается относительно поддрессоренной $m_{ш}$. Иначе говоря, подвеска не работает. Автомобиль колеблется на шинах, совершая свободные колебания. При этом, как показывают исследования, амплитуда колебаний небольшая, частота – высокая.



- Если упругая сила шины больше силы сухого трения подвески, происходят перемещения неподрессоренной массы относительно поддрессоренной. Автомобиль совершает колебания на упругих элементах подвески и шинах. Вынужденные колебания автомобиля наглядно представляются и удобны для анализа его амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ), в которой отражена графическая зависимость амплитуды, ускорений корпуса, колес автомобиля от частоты возмущающей силы. АЧХ строят по результатам численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания автомобиля, и моделирования случайных воздействий на него. Пример АЧХ автомобиля представлен на рис. 5.9.



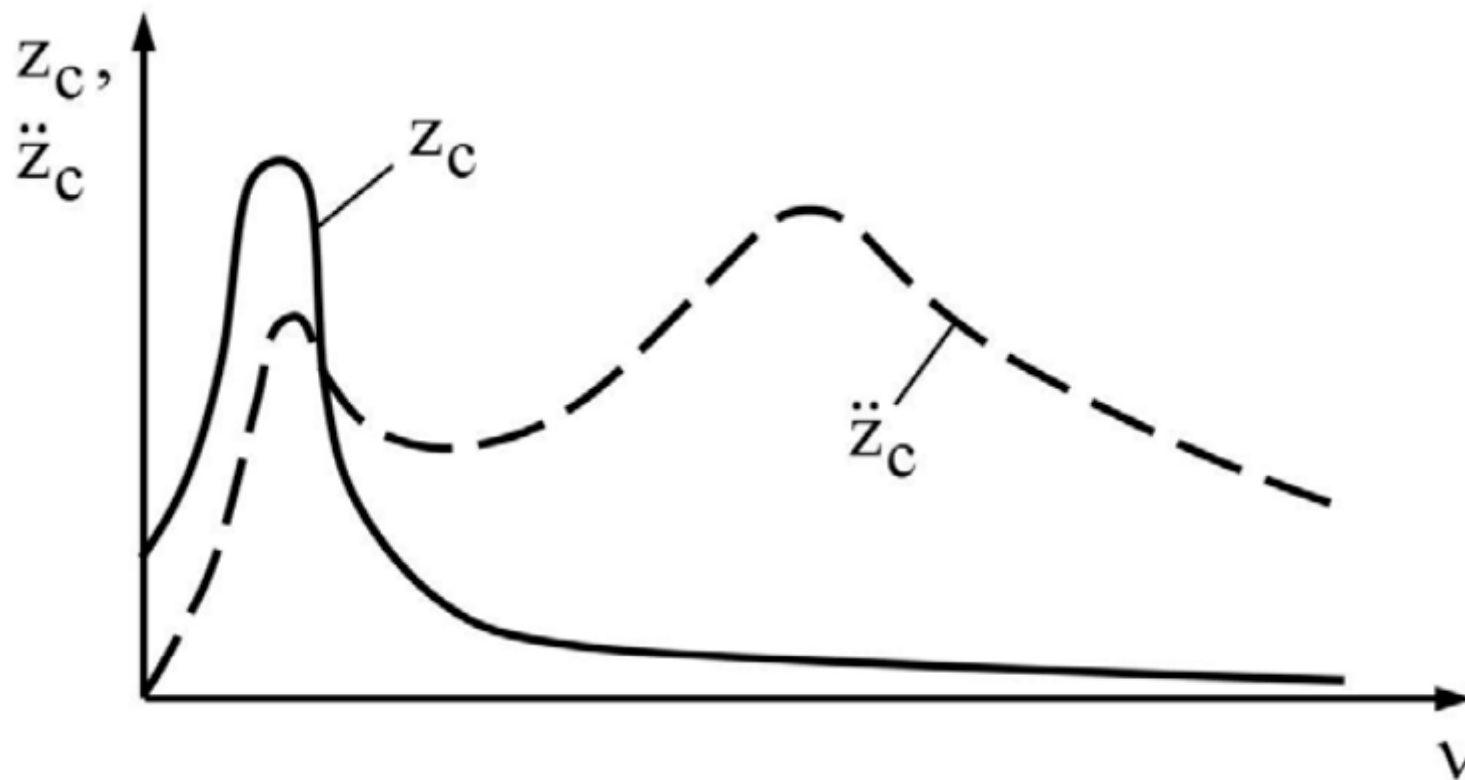


Рис. 5.9. Амплитудно-частотная характеристика автомобиля



- На рисунке видны два резонанса в области низких и высоких частот возмущающей силы. При низкочастотном резонансе перемещения и ускорения поддрессоренной массы возрастают. Это вызвано работой подвесок, поскольку увеличивается амплитуда колебаний неподдрессоренных масс. В диапазоне высокочастотного резонанса поддрессоренная масса колеблется с очень малой амплитудой и с высокими ускорениями.
- Иногда, в зависимости от цели исследования, возникает необходимость расположить поддрессоренную массу автомобиля m_{Π} над мостами в точке А — m_A и точке В — m_B (см. рис. 5.8).



- Чтобы влияние этих масс было эквивалентно влиянию массы m_{Π} , следует выполнить следующие условия:
- – подрессоренная масса автомобиля должна равняться сумме вводимых масс:

$$m_A + m_B = m_{\Pi};$$

- – центр тяжести вводимых масс должен быть в точке С:

$$m_A \cdot a = m_B \cdot b;$$

- – момент инерции вводимых масс относительно точки С должен равняться J :

$$m_A \cdot a^2 + m_B \cdot b^2 = J.$$



- Из этих условий определяем:

$$m_A = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho^2}{a \cdot L};$$
$$m_B = \frac{m_{\Pi} \cdot \rho^2}{b \cdot L},$$

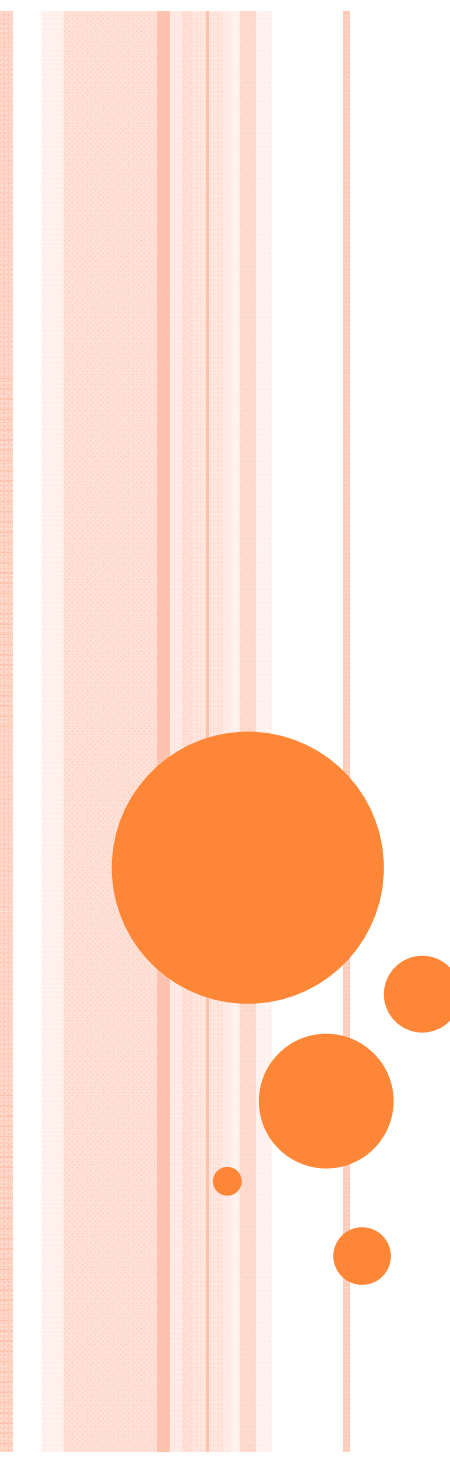
- где ρ – радиус инерции автомобиля относительно оси, проходящей через точку С перпендикулярно его продольной плоскости; L – база автомобиля.
- При выборе расчетной схемы автомобиля важно учитывать коэффициент распределения подпрессоренных масс

$$\varepsilon = \frac{\rho^2}{a \cdot b}.$$



- Обычно компоновка современных автомобилей такова, что $\rho^2 \approx a \cdot b$. Хорошая плавность хода автомобиля проявляется при полной его загрузке. В этом случае коэффициент ε близок к единице. Поэтому, если автомобиль имеет $\varepsilon=0,8...1,2$, можно рассматривать независимые колебания его передней и задней частей, используя при этом расчетные схемы с двумя степенями свободы: неподрессоренную массу моста и часть поддрессоренной массы автомобиля, приходящуюся на этот мост.





ТЕМА 6.

**УПРАВЛЯЕМОСТЬ И
УСТОЙЧИВОСТЬ
АВТОМОБИЛЯ**

6.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

- Управляемость — это совокупность свойств, обуславливающих возможность изменять в соответствии с желанием водителя, воздействующего на рулевое колесо, направление движения автомобиля при поддержании возможно высокой скорости. К основным количественным показателям управляемости автомобиля относят:
 - — предельные значения кривизны траектории автомобиля при круговом движении (минимальный радиус поворота);
 - — предельные скорости изменения кривизны траектории различных точек автомобиля;
 - — значения отклонений траектории и направления фактического движения от заданных.



- К показателям управляемости относят также количество энергии, затрачиваемой водителем на управление автомобилем при заданной траектории движения.
- Движение автомобиля на повороте включает три участка (рис. 6.1). Вход в поворот (участок А–В): управляемые колеса поворачиваются, изменяется кривизна траектории движения, а следовательно, радиус поворота автомобиля $R = \text{var}$. Установившийся поворот (участок В–С): управляемые колеса повернуты на некоторый угол, радиус поворота $R = \text{const}$. Выход из поворота (участок С–D): управляемые колеса поворачиваются в нейтральное положение, радиус поворота $R = \text{var}$.



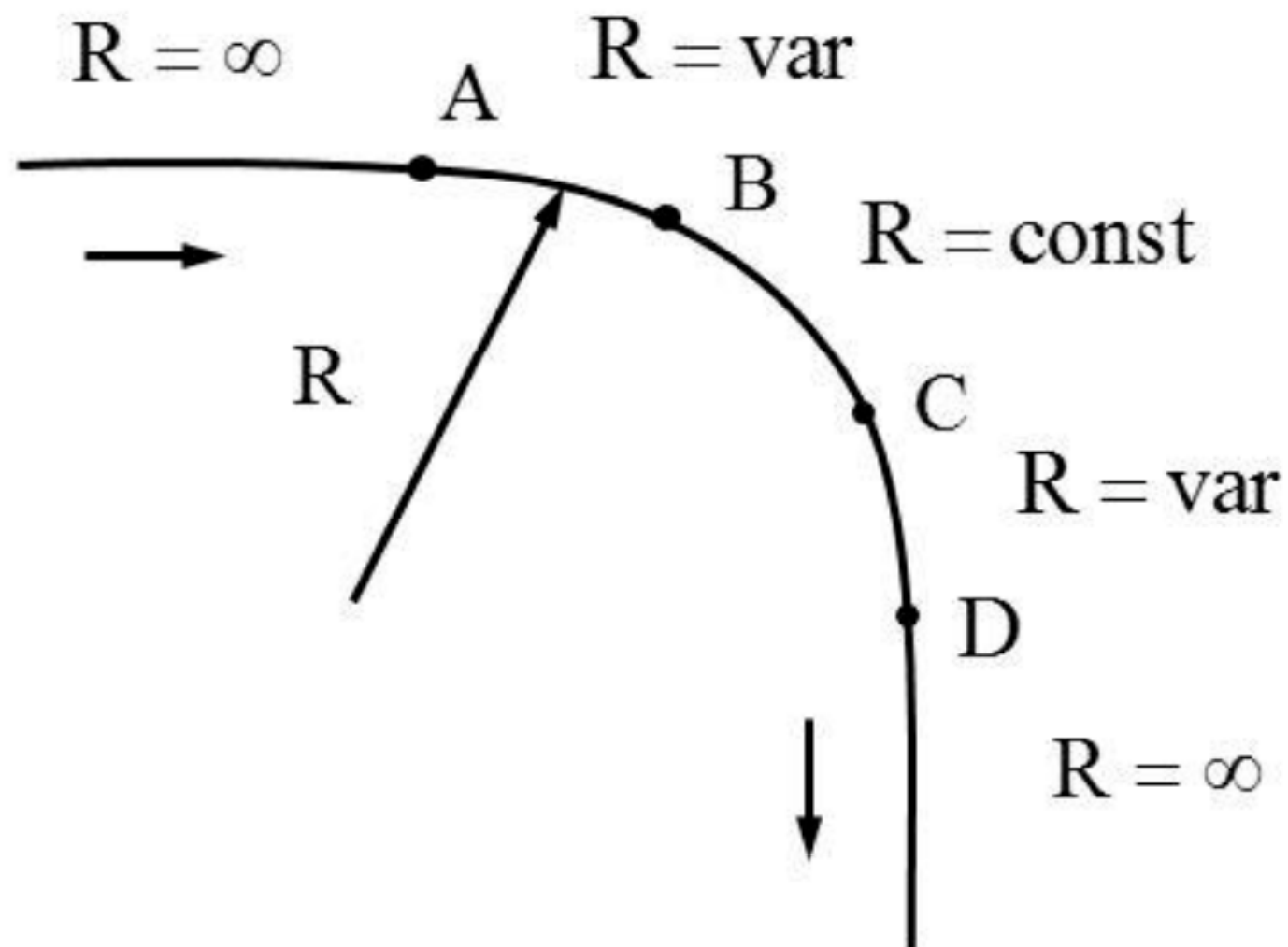


Рис. 6.1. Траектория поворота автомобиля



- Поворот колесной машины осуществляется за счет:
 - управляемых колес (одной оси или двух);
 - создания разных крутящих моментов на ведущих колесах по бортам;
 - шарнирно-сочлененной рамы.
- Управляемость автомобиля характеризуется не только реакцией на поворот руля, но и его устойчивостью при управляемом движении. Устойчивость автомобиля – это его способность противостоять боковому заносу и опрокидыванию. При прямолинейном движении должна обеспечиваться хорошая управляемость. Водитель не должен постоянно поддерживать заданное направление движения. В режиме поворота особое значение приобретает устойчивость против заноса и опрокидывания при действии центробежной силы. Способность автомобиля сохранять траекторию движения центра масс называют траекторной устойчивостью; сохранение ориентации продольной оси автомобиля на траектории движения – курсовой.



- Показателем траекторной устойчивости служит изменение вектора скорости центра масс; курсовой — изменение угловой скорости автомобиля относительно оси, перпендикулярной к опорной поверхности движения.
- Управляемость и устойчивость автомобиля взаимно влияют друг на друга и зависят от конструкции автомобиля и рулевого управления, подвески и шин.
- В общем случае автомобиль совершает криволинейное движение с изменяющейся кривизной траектории. Способность автомобиля совершать поворот с минимальным радиусом называется поворотливостью. Чем меньше радиус поворота, тем лучше поворотливость автомобиля.



- Минимальным радиусом поворота $R_{\min}$ называют радиус траектории следа переднего наружного колеса при максимальном угле поворота управляемых колес.
- Рассмотрим, при каком условии может осуществляться поворот автомобиля за счет управляемых колес одной оси (рис. 6.2).

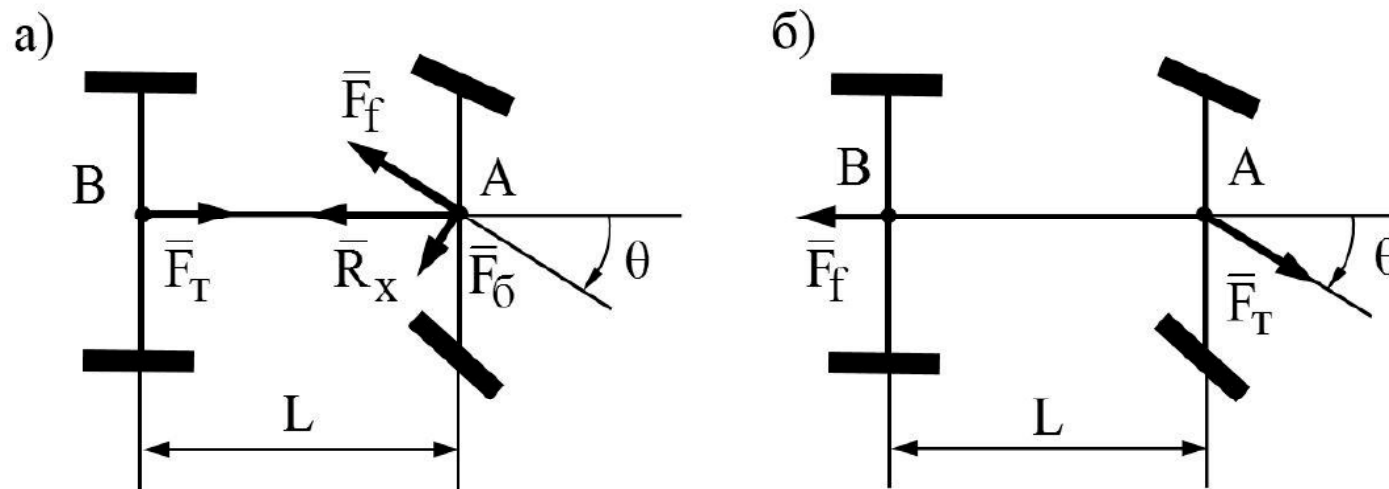


Рис. 6.2. Схема поворота автомобиля: а – задние ведущие колеса; б – передние ведущие колеса

- Движение происходит с малой скоростью. Толкающее усилие F_T заднего ведущего моста передается через раму в направлении продольной оси симметрии автомобиля на передний мост (рис. 6.2, а). В пятне контакта управляемых колес возникают реакции, равнодействующая которых R_x . При малом угле поворота управляемых колес θ считаем, что сила R_x лежит на линии действия силы F_T и $F_T = R_x$.
- Реакцию R_x раскладываем на силу сопротивления качению колес F_f и боковую силу F_ζ . Сила сопротивления качению колес

$$F_f = \frac{M_f}{r_o} = f \cdot R_z,$$

- где M_f — момент сопротивления качению; r_o — радиус качения колеса без скольжения в пятне контакта шины; f — коэффициент сопротивления качению; R_z — вертикальная нагрузка на управляемый мост.

- Учтем, что

$$F_T = R_x = \frac{F_f}{\cos \theta},$$

- где θ – средний угол поворота управляемых колес.

- Сила F_f создает относительно точки **В** момент сопротивления повороту автомобиля, а сила F_{ζ} – поворачивающий момент. При равномерном движении в повороте эти моменты равны

$$F_{\zeta} \cdot L \cdot \cos \theta = F_f \cdot L \cdot \sin \theta. \quad (6.1)$$

- Сила R_x ограничена по сцеплению колес ($R_{x\max} = \varphi \cdot R_z$), а сила $F_{\zeta} = R_x \cdot \sin \theta$. Тогда

$$\varphi \cdot R_z \cdot \sin \theta \cdot L \cdot \cos \theta = R_z \cdot f \cdot L \cdot \sin \theta$$

- или

$$\varphi \cdot \cos \theta \geq f. \quad (6.2)$$



- Если условие (6.2) выполняется, то поворот автомобиля будет происходить. Если это условие не будет соблюдено, поворот автомобиля не произойдет, т. к. управляемые колеса будут скользить по опорной поверхности.
- Качение колес может происходить без скольжения в пятне контакта при углах поворота $\theta \approx 78...88^\circ$ с учетом разнообразия эксплуатационных условий. Рулевая трапеция автомобилей обеспечивает максимальный угол поворота управляемых колес $35...45^\circ$.
- У автомобилей с передними ведущими управляемыми колесами поворачивающий момент создает сила тяги (рис. 6.2, б):

$$M_{пп} = F_T \cdot L \cdot \sin \theta. \quad (6.3)$$



- Сравним поворачивающие моменты у автомобиля с задними $M_{пз}$ и передними $M_{пп}$ ведущими управляемыми колесами. Предположим, что база L и толкающее усилие F_t у них одинаковые. Тогда, с учетом левой части выражений (6.1) и (6.3), запишем следующее:

$$M_{пз} = M_{пп} \cdot \cos \theta. \quad (6.4)$$

- Получаем, что поворачивающий момент у автомобиля с задними ведущими неуправляемыми колесами меньше, чем у автомобиля с передними ведущими управляемыми колесами. При увеличении угла поворота θ различие это усиливается, т. к. $\cos \theta$ уменьшается.



- Поворот автомобиля с передними ведущими управляющими колесами может происходить при выполнении условия

$$F_T \leq F_{\varphi \max}.$$

- В связи с тем, что при повороте у автомобилей с передним приводом (в отличие от заднего привода) сохраняется баланс сил F_T и F_f , то

$$f \leq \varphi. \quad (6.5)$$

- Сравнив выражения (6.2) и (6.5), сделаем заключение, что устойчивость в повороте по сцеплению с опорной поверхностью у автомобилей с передними ведущими управляемыми колесами выше, чем у автомобилей с задними неуправляемыми колесами, а следовательно, выше и управляемость.



6.2. УВОД КОЛЕСА

- Шина колеса имеет податливость в тангенциальном, радиальном и боковом направлениях. Рассмотрим влияние боковой податливости шины на управляемость и устойчивость автомобиля (рис. 6.3). Пусть шина имеет очень малую податливость в боковом направлении (давление воздуха в шине велико). При действии боковой силы F_{ϕ} на колесо деформация шины мала. Элементы шины в пятне контакта с опорной поверхностью и вне его симметричны относительно плоскости симметрии шины, перпендикулярной оси колеса. Направление движения колеса совпадает с плоскостью его вращения, т. е. вектор скорости u_0 лежит на линии В—В.



- Под действием боковой силы податливая в боковом направлении шина деформируется. Диск колеса смещается в сторону действия силы относительно пятна контакта на некоторую величину. При этом элементы шины в пятне контакта и вне его несимметричны относительно плоскости симметрии, указанной выше. Изменяется форма пятна контакта (из эллиптической на «бобовидную»). В совокупности это приводит к тому, что направление движения колеса не совпадает с плоскостью его вращения. Вектор скорости u_0 не лежит на линии в—в и составляет с плоскостью вращения колеса угол δ , называемый углом увода колеса (рис. 6.3).



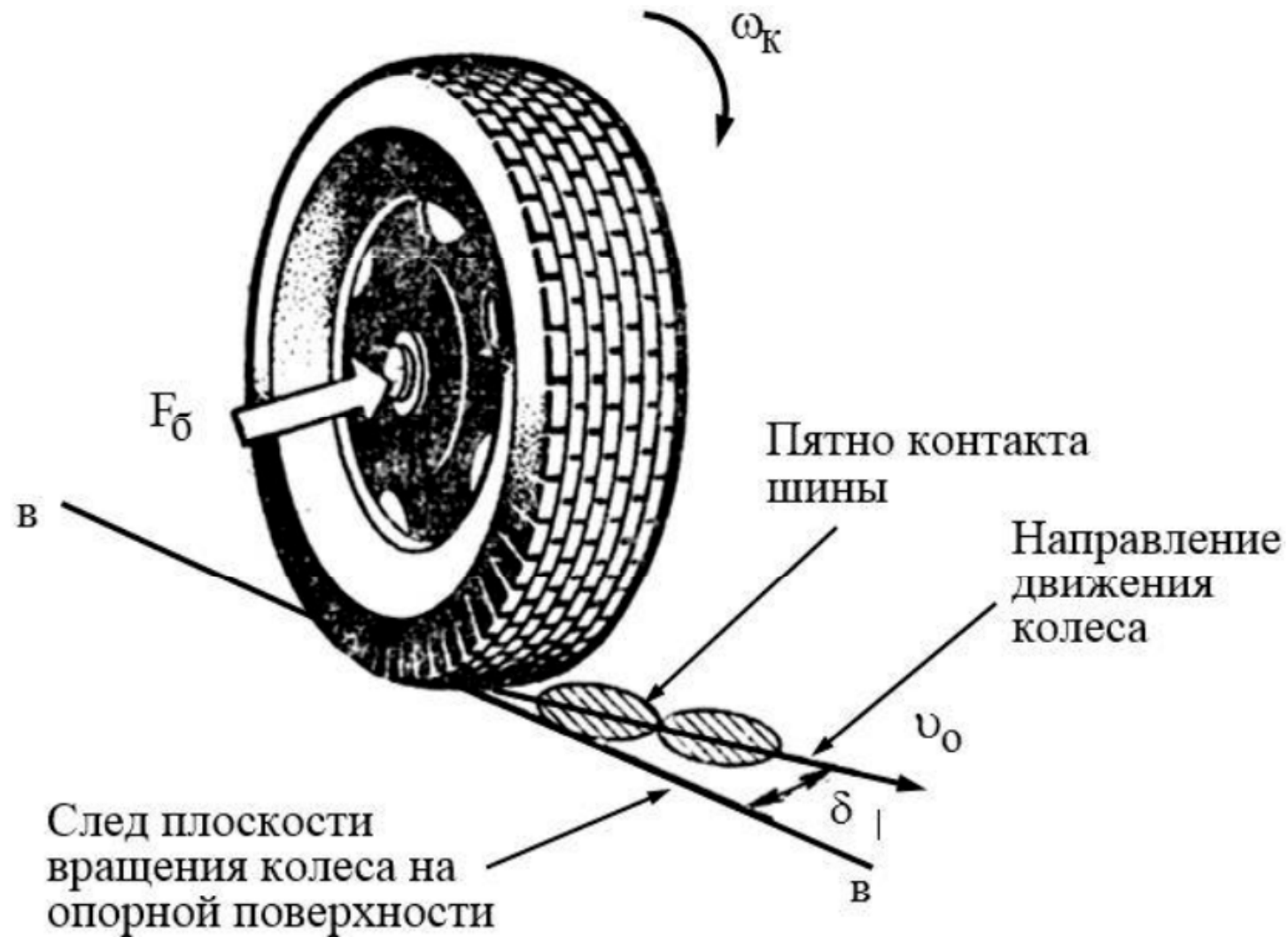


Рис. 6.3. Схема качения колеса с уводом: F_{δ} – боковая сила; v_0 – скорость центра колеса; δ – угол увода; ω_K – угловая скорость вращения колеса



- Характеристикой бокового увода колеса служит коэффициент сопротивления уводу

$$k_y = \frac{F_{\delta}}{\delta}. \quad (6.6)$$

- Коэффициент k_y зависит от конструкции и характеристик шины, нормальной нагрузки на колесо и др.
- Следует отметить, что на автомобиль постоянно действуют различные боковые силы: поперечный уклон дороги, боковой ветер, неровная опорная поверхность и т. д. При действии номинальной весовой нагрузки на колесо значение коэффициента сопротивления уводу имеет максимальное значение. Для шин легковых автомобилей значение коэффициента $k_y = 15...40$ кН/рад, грузовых – $k_y = 60...120$ кН/рад.
- Зависимость угла увода δ от боковой силы F_{δ} представлена на рис. 6.4.



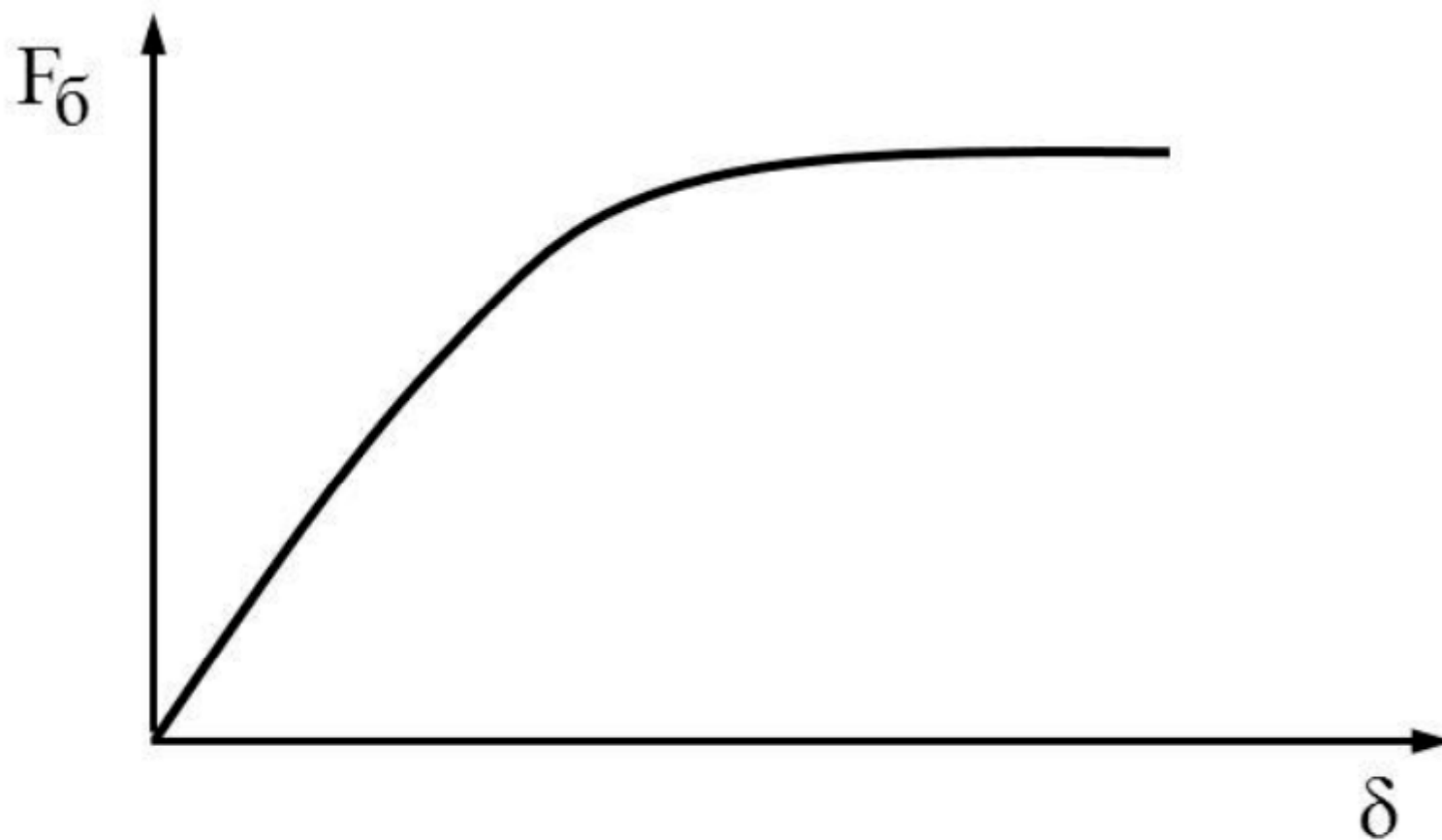


Рис. 6.4. Зависимость угла увода от боковой силы



- На линейном участке зависимости увод возникает вследствие упругой деформации шины. При некотором значении боковой силы в пятне контакта шины начинается проскальзывание (нелинейный участок зависимости). При дальнейшем возрастании боковой силы начинается полное скольжение колеса в боковом направлении.
- В зависимости от кинематической схемы подвески колеса могут иметь наклон в поперечной вертикальной плоскости (так называемый развал колеса) (рис. 6.5). При таком расположении колеса от нормальной нагрузки G возникает боковое силовое воздействие в сторону наклона. Колесо начинает катиться с уводом.

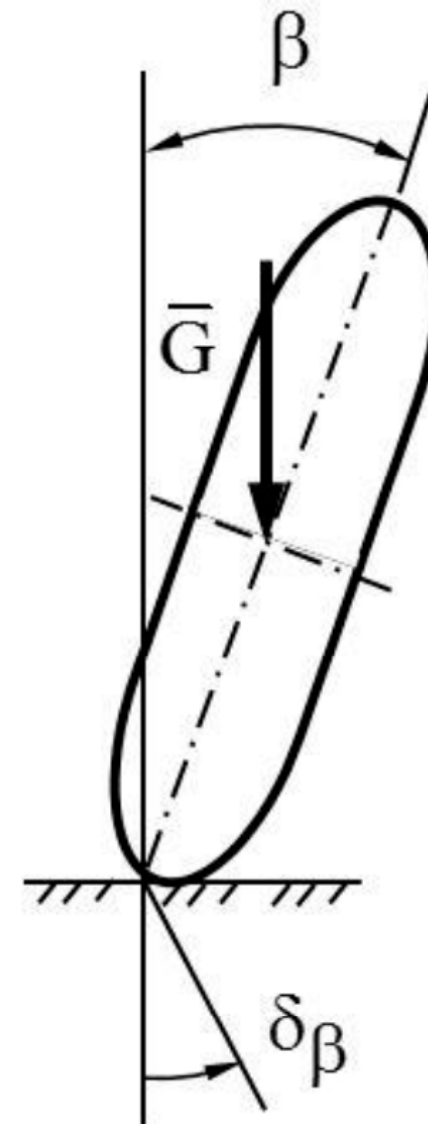


Рис. 6.5. Увод колеса при наклоне

- Таким образом, при наклоне колеса возникает увод в сторону наклона, который называют кинематическим уводом колеса. Угол увода при этом определяется по выражению

$$\delta_{\beta} = \frac{\beta}{k_{\beta}},$$

- где k_{β} – коэффициент увода, $k_{\beta} = 4...6$ при малых значениях β .
- Если на автомобиль действует внешнее боковое силовое воздействие, направленное в сторону наклона колеса, то увод этого колеса

$$\delta = \delta' + \delta_{\beta},$$

- где δ' – увод колеса от внешнего бокового силового воздействия.
- Увод колеса оказывает значительное влияние на управляемость и курсовую устойчивость автомобиля.



6.3. КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА АВТОМОБИЛЯ

- Для автомобиля характерны повороты с малыми радиусами на невысоких скоростях движения и с большими радиусами при высокой скорости движения. На рис. 6.6 представлена схема поворота автомобиля с невысокой скоростью движения.



- Углом увода пренебрегаем, т. к. центробежные силы малы. Рассматриваем плоскопараллельное движение модели автомобиля. При таком движении линейные скорости точек К, D, М, N пропорциональны их расстояниям до мгновенного центра скоростей (точки О) (мгновенный центр вращения). Это условие выполняется, если рулевое управление обеспечивает определенное соотношение углов поворота управляемых колес. При этом колеса автомобиля будут вращаться без скольжения в пятне контакта. Это соотношение углов поворота управляемых колес определяется из $\triangle ODM$ и $\triangle OKN$:

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{l_K}{L}, \quad (6.7)$$

- где α , β – углы поворота управляемых колес – наружного и внутреннего соответственно; l_K – расстояние между осями шкворней поворотных цапф; L – база автомобиля.



- Уравнение (6.7) называют уравнением рулевой трапеции автомобиля.
- Расстояние от мгновенного центра поворота (точки О) до продольной плоскости симметрии автомобиля называют его радиусом поворота R.
- Радиус поворота равен расстоянию ОВ (см. рис. 6.6):

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta},$$

- где θ – средний угол поворота управляемых колес.
- Поворот автомобиля характеризуют траектории следов переднего наружного колеса $R_{\text{н}}$ и заднего внутреннего колеса $R_{\text{в}}$. Радиус $R_{\text{н}}$ траектории следа переднего наружного колеса при максимальном угле поворота управляемых колес называют минимальным радиусом поворота автомобиля R_{min} .
- При совершении поворота на высокой скорости мосты автомобиля движутся с уводом (рис. 6.7).



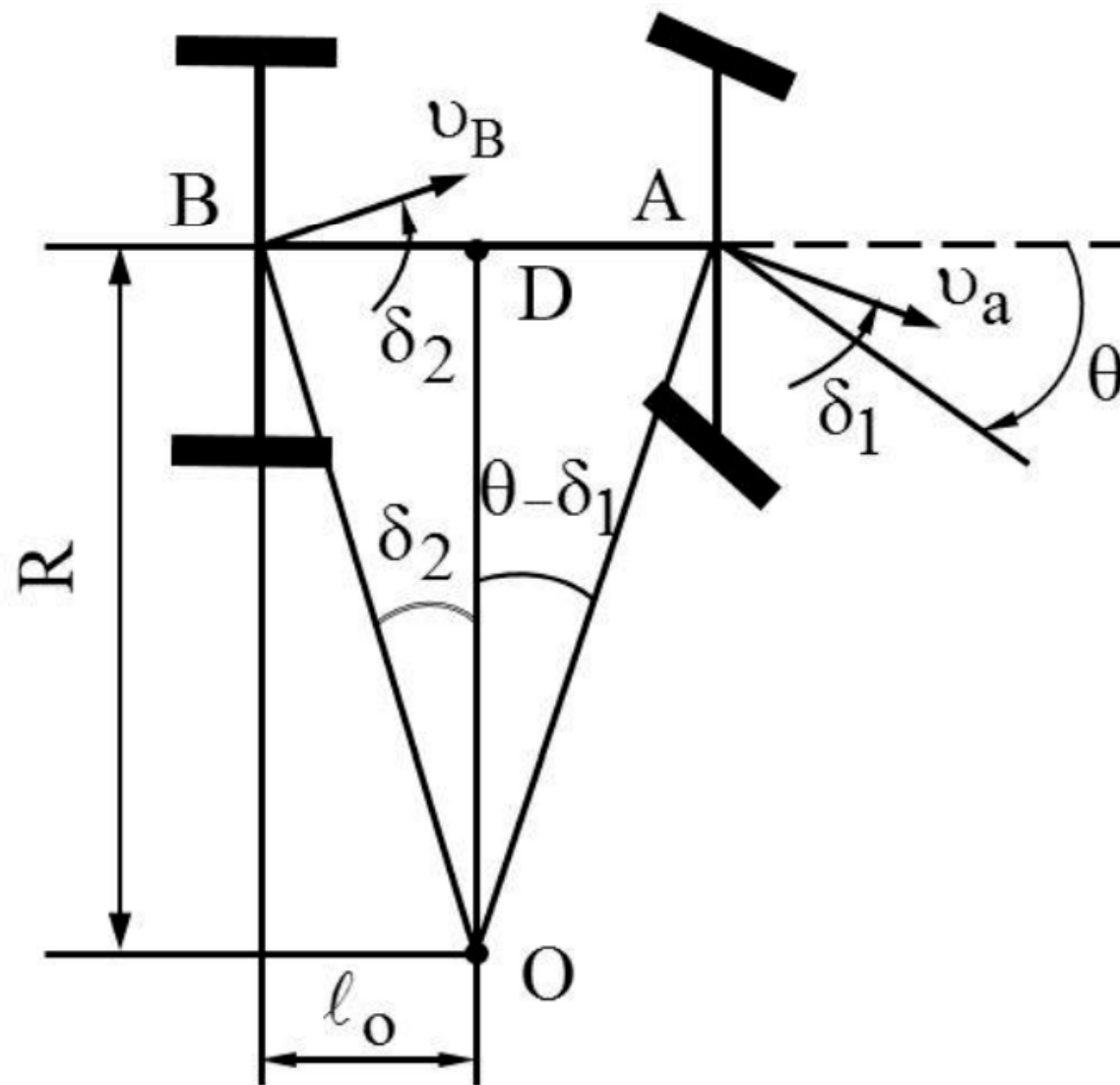


Рис. 6.7. Схема поворота колес с учетом их увода

- Это объясняется возникновением значительной величины центробежной силы $F_{ц}$, приложенной в центре масс. В рассматриваемом случае центр поворота автомобиля (точка О) смещается от линии, проходящей через задний мост, на величину

$$\ell_o = R \cdot \operatorname{tg} \delta_2. \quad (6.8)$$

- Радиус поворота автомобиля равняется расстоянию ОД:

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (6.9)$$

- Из формул (6.8) и (6.9) следует, что смещение центра поворота и радиус поворота автомобиля зависят от его базы, углов поворота управляемых колес и углов увода передних и задних колес.
- Таким образом, траектория криволинейного движения автомобиля определяется влиянием углов поворота управляемых колес, характеристиками шин и опорной поверхности, силовых факторов, действующих на колеса.



6.4. ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

- Из анализа формулы (6.9) следует, что при постоянном среднем угле поворота управляемых колес радиус поворота автомобиля изменяется в зависимости от соотношения углов увода мостов. Следовательно, изменяется кривизна траектории движения центра масс автомобиля. В связи с этим введено понятие поворачиваемости. Свойство автомобиля изменять кривизну траектории движения при действии на него бокового силового воздействия при постоянном угле поворота управляемых колес называют поворачиваемостью.
- Рассмотрим движение двухосного автомобиля при внешнем боковом воздействии. Различают три вида поворачиваемости автомобиля:
 - нейтральную (статическую);
 - недостаточную;
 - избыточную.



- Автомобиль имеет нейтральную поворачиваемость (рис. 6.8, а), если углы уводов мостов будут одинаковы, т. е. $\delta_1 = \delta_2$ ($m_1/k_{y1} = m_2/k_{y2}$) (m_1, m_2 — массы, создающие нагрузку на передний и задний мосты). Прямолинейно движущийся автомобиль под действием бокового силового воздействия будет смещаться под углом $\delta = \delta_1 = \delta_2$ к заданному направлению (рис. 6.8, б). Поэтому водитель периодически корректирует движение поворотом руля. У такого автомобиля остается постоянным радиус поворота R при неизменном повороте управляемых колес независимо от скорости движения.



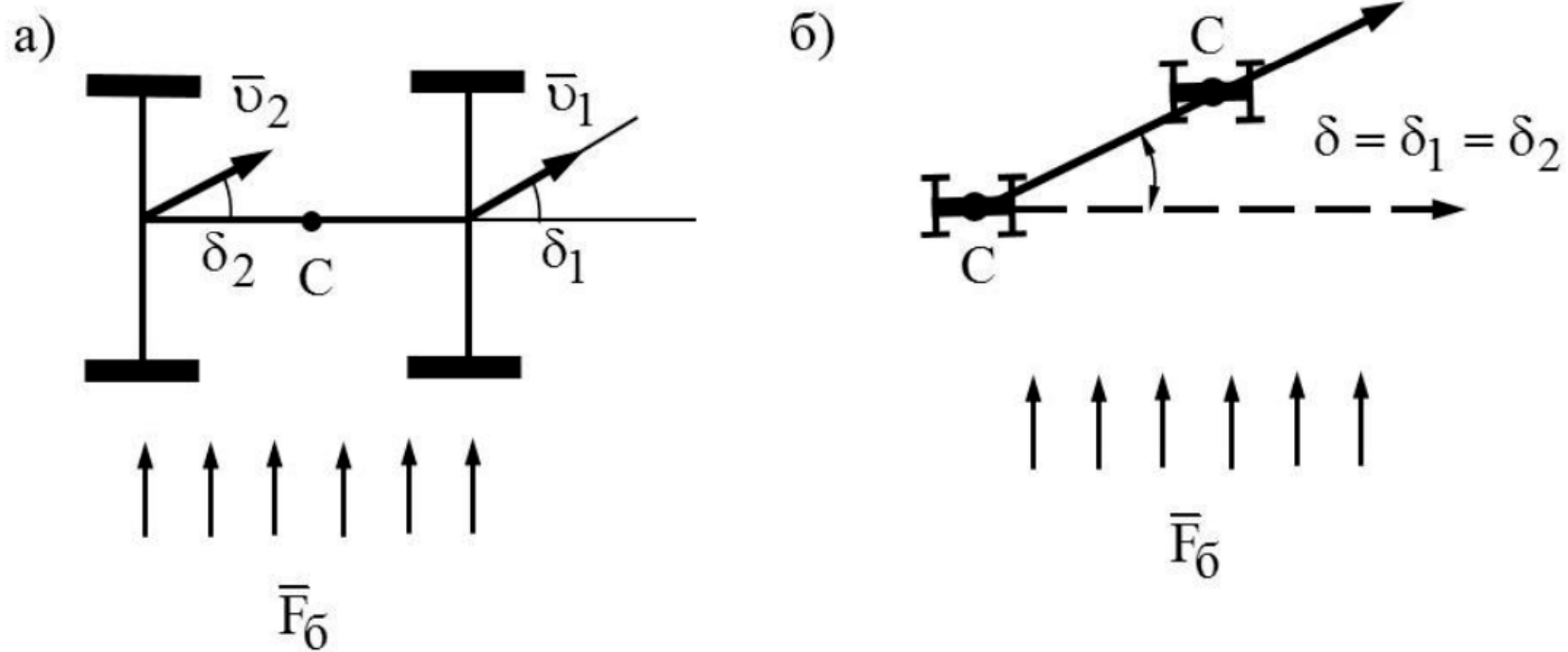


Рис. 6.8. Движение автомобиля с нейтральной поворачиваемостью



- У автомобиля с недостаточной поворачиваемостью (рис. 6.9, а) угол увода переднего моста больше, чем у заднего, т. е. $\delta_1 > \delta_2$ ($m_1/k_{y1} > m_2/k_{y2}$). Под действием силы F_δ автомобиль вследствие уводов мостов начинает поворачиваться относительно центра поворота (точки О). Возникает центробежная сила $F_\text{ц}$. Ее составляющая $F'_\text{ц}$, направленная противоположно силе F_δ , снижает боковое силовое воздействие на автомобиль. Увод мостов уменьшается. Автомобиль практически сохраняет прямолинейное направление движения без воздействия водителя на органы управления. При повороте такого автомобиля водитель поворачивает управляемые колеса на больший угол для выполнения желаемого маневра (рис. 6.9, б).



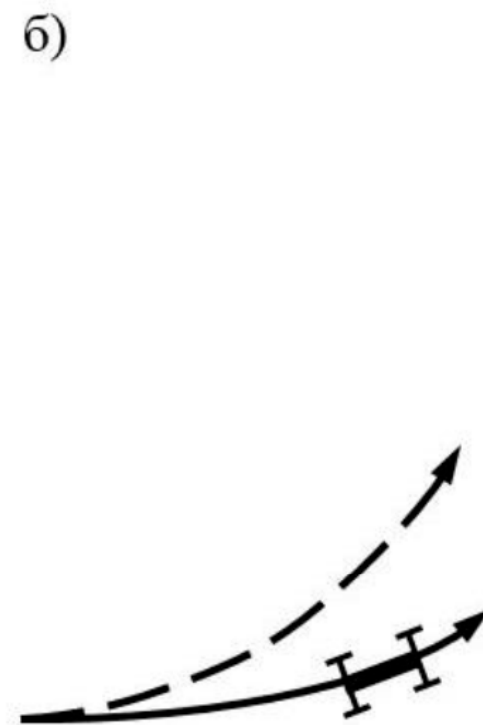
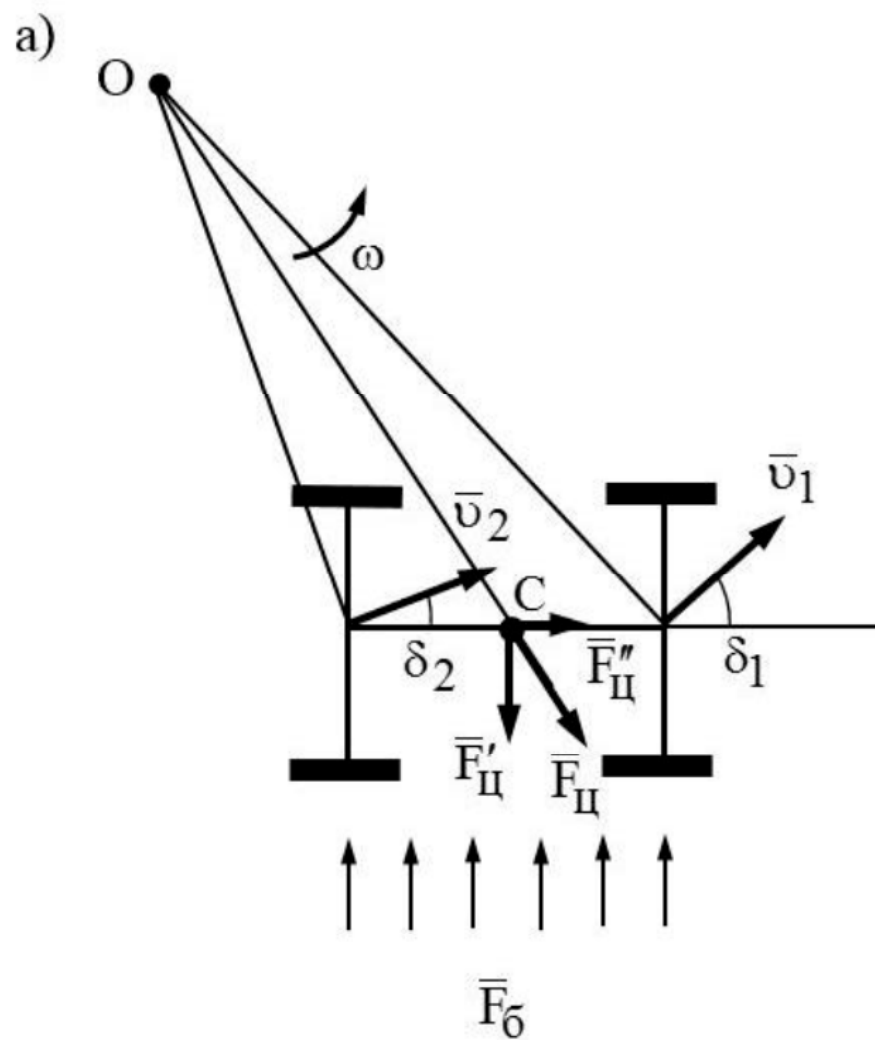


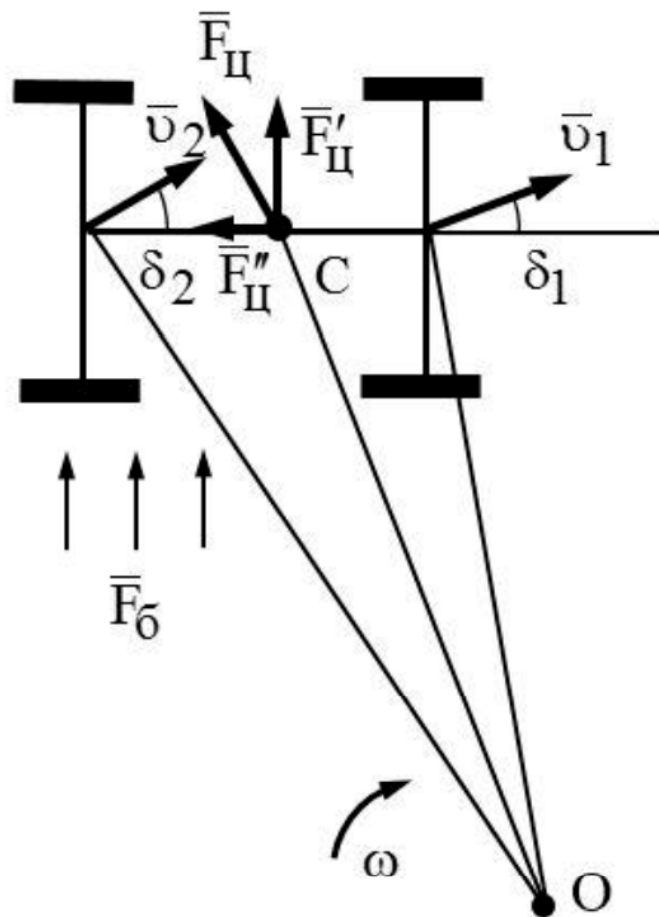
Рис. 6.9. Движение автомобиля с недостаточной поворачиваемостью



- Автомобиль с избыточной поворачиваемостью (рис. 6.10, а) имеет угол увода заднего моста больше, чем угол увода переднего, т. е. $\delta_2 > \delta_1$
- $(m_1/k_{y1} < m_2/k_{y2})$. В этом случае оставляющая центробежной силы F'_c совпадает с направлением силы F_ϕ . Это приводит к увеличению бокового силового воздействия. Кривизна траектории возрастает. Водитель постоянно воздействует на рулевое управление, удерживая автомобиль на траектории движения (рис. 6.10, б).



а)



б)

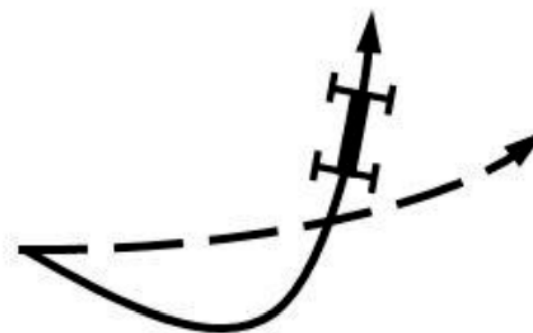


Рис. 6.10. Движение автомобиля с избыточной поворачиваемостью



- Таким автомобилем сложно управлять, особенно на высокой скорости движения. На некоторой скорости движения какое-либо боковое воздействие на автомобиль при нулевом угле поворота управляемых колес вызывает нарастающий увод мостов. Может возникнуть занос автомобиля. Определим критическую скорость движения автомобиля с излишней поворачиваемостью. Увод мостов существенно влияет на устойчивость автомобиля, когда он движется прямолинейно с высокой скоростью. Запишем формулу (6.9), приняв тангенсы углов равными углам, в виде

$$R = \frac{L}{\theta - \delta_1 + \delta_2}. \quad (6.10)$$



- Для рассматриваемого случая $\theta=0$. Углы увода мостов определяем через центробежные силы, действующие на них:

$$\delta_i = \frac{m_i \cdot v_{a.кр}^2}{R \cdot k_{yi}},$$

- где m_i — масса, приходящаяся на мост; $v_{a.кр}$ — критическая скорость автомобиля.
- Подставив значения углов увода в выражение (6.10) и записав его относительно L , находим критическую скорость автомобиля по курсовой устойчивости:

$$v_{a.кр} = \sqrt{\frac{L}{\left(\frac{m_2}{k_{y2}} - \frac{m_1}{k_{y1}} \right)}}. \quad (6.11)$$


- Движение автомобиля со скоростью, близкой к критической, требует от водителя постоянного воздействия на рулевое управление для сохранения желаемой траектории. Понятие «критическая скорость движения автомобиля по уводу» существует для автомобилей с излишней поворачиваемостью.
- Придание автомобилю того или иного вида поворачиваемости достигается распределением массы автомобиля, подбором характеристик шин по мостам, применением соответствующих конструкций подвески.



6.5. СИЛОВОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА АВТОМОБИЛЬ ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

- Рассмотрим определение боковых сил, действующих на колеса, и моментов, которые возникают при криволинейном движении. Пусть в некоторый момент времени плоская модель автомобиля совершает мгновенный ускоренный поворот относительно точки О (рис. 6.11). Подвижную систему координат $x-y$ принимаем с началом в центре масс автомобиля (точке С).
- Окружная сила на ведущем мосту равна сумме окружных сил на внутреннем F'_k и наружном F''_k колесах:

$$F_k = F'_k + F''_k.$$



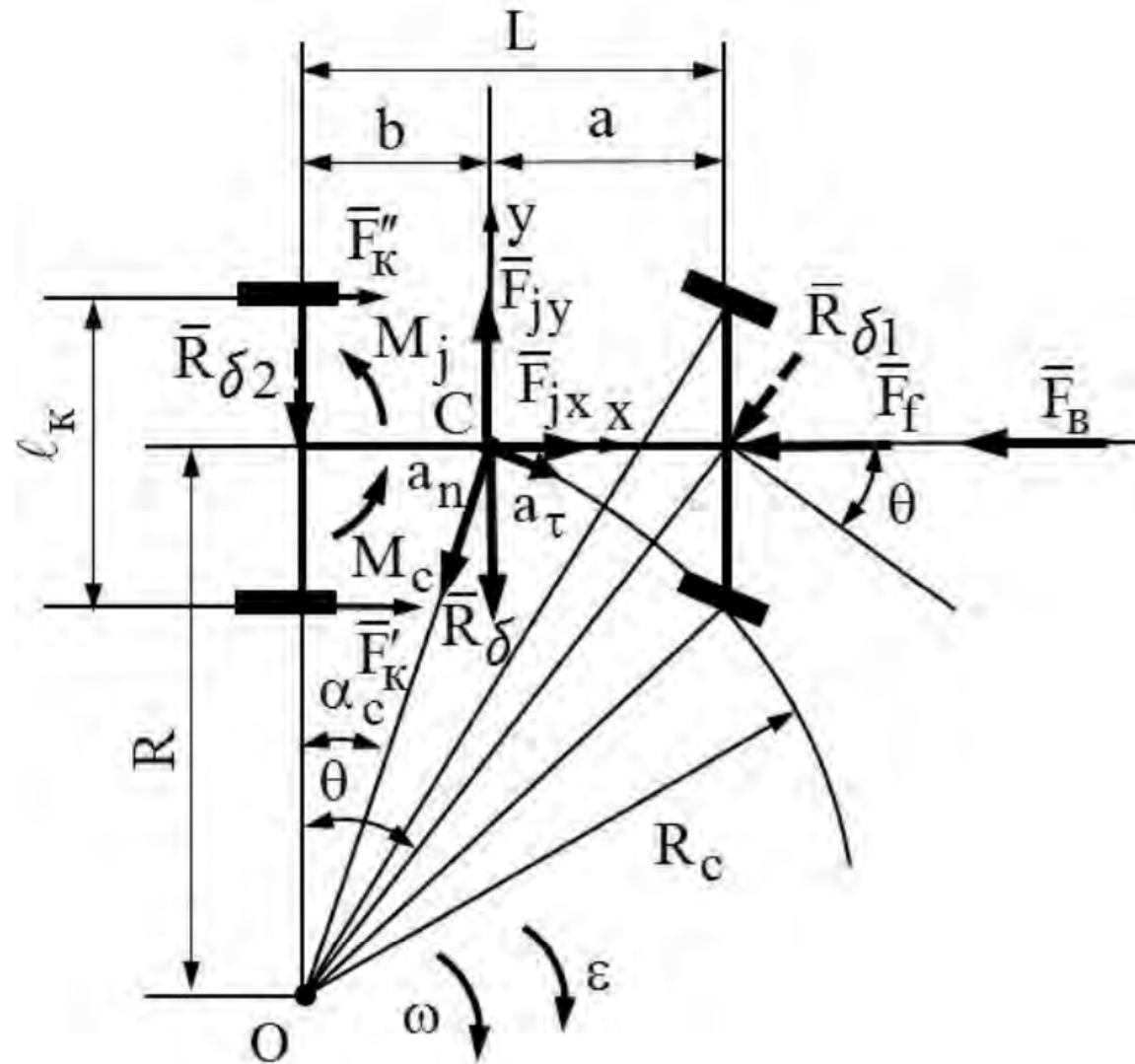


Рис. 6.11. Силовые воздействия на автомобиль при повороте

- Для повышения динамических качеств ходовых систем автомобилей в ведущих мостах применяют блокируемые дифференциалы, принцип действия которых заключается в том, что крутящий момент на колесах моста реализуется в зависимости от сцепных условий каждого колеса.
- Распределение окружных сил по колесам моста характеризуется коэффициентом блокировки дифференциала

$$K_6 = \frac{M'}{M''} \approx \frac{F'}{F''},$$

- где M' , M'' – моменты на полуосях внутреннего и наружного колес соответственно.
- Коэффициент блокировки дифференциалов ведущих мостов $k_6 = 1,02 \dots 15$, поэтому окружная сила на внутреннем колесе

$$F'_K = F'' \cdot K_6.$$



- Неодинаковые окружные силы на ведущем мосту создают момент, препятствующий повороту автомобиля:

$$M_c = (F' - F'') \ell_k = F'' (k_{\zeta} - 1) \ell_k, \quad (6.12)$$

- где k — колея ведущего моста.
- К силам сопротивления движению относят: силу сопротивления качению колес F_f ; аэродинамическую силу сопротивления воздуха F_v ; силу сопротивления подъему F_i . Эти силы, за исключением силы F_f , определяются так же, как и при прямолинейном движении. Силу сопротивления качению колес F_f вычисляют с учетом увеличения сопротивления из-за увода колес.



- Для упрощения расчетов при определении боковых сил принимаем, что угол поворота управляемых колес θ и момент сопротивления повороту M_c имеют малую величину. Остальные действующие силы F_f , F_b , F_i расположены в продольной плоскости автомобиля. Результирующая боковых сил приложена в центре масс (точке С):

$$\bar{R}_\delta = \bar{R}_{\delta 1} + \bar{R}_{\delta 2},$$

- где $R_{\delta 1}$, $R_{\delta 2}$ – боковые силы, действующие на передний и задний мосты соответственно.
- Для анализа криволинейного движения автомобиля необходимо знать, как изменяется боковая сила R_δ . В данном случае $R_\delta = F_{jy}$ (см. рис. 6.11).
- Сила инерции $F_j = m_a \cdot a_c$,
- где m_a – масса автомобиля; a_c – ускорение центра масс (точки С).



- Ускорение

$$\bar{a}_c = \bar{a}_n + \bar{a}_\tau, \quad (6.13)$$

- где a_n – нормальное ускорение точки С; a_τ – тангенциальное ускорение точки С.
- Определим угловую скорость поворота автомобиля относительно точки О:

$$\omega = \frac{v_a}{R} = \frac{v_a \cdot \operatorname{tg} \theta}{L} \approx \frac{v_a \cdot \theta}{L}.$$

- Ускорение поворота

$$\varepsilon = \dot{\omega} \approx \left(\frac{v_a \cdot \theta}{L} \right) \approx \frac{(\dot{v}_a \cdot \theta + v_a \cdot \dot{\theta})}{L}.$$



- Тогда

$$a_n = \omega^2 \cdot R_c \approx \left(\frac{v_a \cdot \theta}{L} \right)^2 R_c;$$

$$a_\tau = \varepsilon \cdot R_c \approx \frac{R_c}{L} (\dot{v}_a \cdot \theta + v_a \cdot \dot{\theta}).$$

- Учитывая, что $F_\delta = F_{jy}$ и $R = R_c \cdot \cos \alpha_c$, $b = R_c \cdot \sin \alpha_c$, проецируем выражение (6.13) на подвижную ось с—у и получаем

$$R_\delta = \frac{m_a}{L} \left(v_a^2 \cdot \theta + b \cdot \dot{v}_a \cdot \theta + b \cdot v_a \cdot \dot{\theta} \right).$$

- Введем обозначение:

$$R_\delta = R'_\delta + R''_\delta + R'''_\delta.$$



- Составляющие боковой силы:
- 1) R'_δ – всегда действует при криволинейном движении автомобиля. Сила распределяется по мостам пропорционально распределению веса автомобиля.

$$R'_\delta = \frac{m_a}{L} v_a^2 \cdot \theta;$$

- 2) R'' – существует при неравномерном криволинейном движении и возрастает при увеличении угла поворота управляемых колес.

$$R''_\delta = \frac{m_a \cdot b}{L} \dot{v}_a \cdot \theta;$$

- 3) R'''_δ – воздействует на автомобиль в процессе поворота управляемых колес, т. е. при входе и выходе из поворота. При входе в поворот она суммируется с силой R'_δ и увеличивает опасность заноса и опрокидывания автомобиля.

$$R'''_\delta = \frac{m_a \cdot b}{L} v_a \cdot \dot{\theta}.$$



- Сила R'_6 имеет наибольшее значение из трех составляющих (около 90 % в суммарной силе R_6).
- Рама (корпус) автомобиля соединена с колесами упругими связями и может относительно их изменять угловое положение. Поэтому под действием центробежных сил происходит перераспределение нормальных реакций по колесам, а следовательно, и боковых сил. На внутренних колесах по отношению к центру поворота (точке О) нормальные реакции уменьшаются, а на наружных – увеличиваются.



6.6. СТАБИЛИЗАЦИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

- Наличие зазоров в соединениях рулевого привода, податливость его деталей вызывают самопроизвольное отклонение управляемых колес от их положения, заданного рулевым колесом. Это нарушает устойчивость движения автомобиля. Поэтому конструкции установки управляемых колес обеспечивают им свойство возвращаться в нейтральное положение без воздействий водителя на рулевое управление. Это свойство колес самоустанавливаться в нейтральное положение называют стабилизацией управляемых колес.
- Стабилизация управляемых колес обеспечивается характеристиками шины и конструкцией установки колес. При установке управляемых колес используют наклон шкворней поворотных цапф под углом к вертикали в поперечной и продольной плоскостях.



- Наклон шкворня под углом α в поперечной плоскости приводит к подъему части автомобиля над мостом управляемых колес при их отклонении от нейтрального положения (рис. 6.12).
- При повороте колеса относительно оси шкворня пятно контакта (точка A) перемещается по окружности с центром O' в плоскости Q (на чертеже Q_v — след пересечения плоскости Q , перпендикулярной плоскости чертежа). Видно, что точка A должна переместиться в точку A_1 , лежащую ниже опорной поверхности. Поскольку это невозможно, то поворот колеса вызывает подъем части автомобиля на высоту h . Если водитель поворачивает управляемые колеса, то он совершает работу, равную произведению веса, приходящегося на управляемый мост, на величину h подъема моста. Стабилизирующий момент колеса, возникающий из-за наклона шкворня,

$$M_{\text{ст}} = \frac{dh}{d\theta} G_1,$$



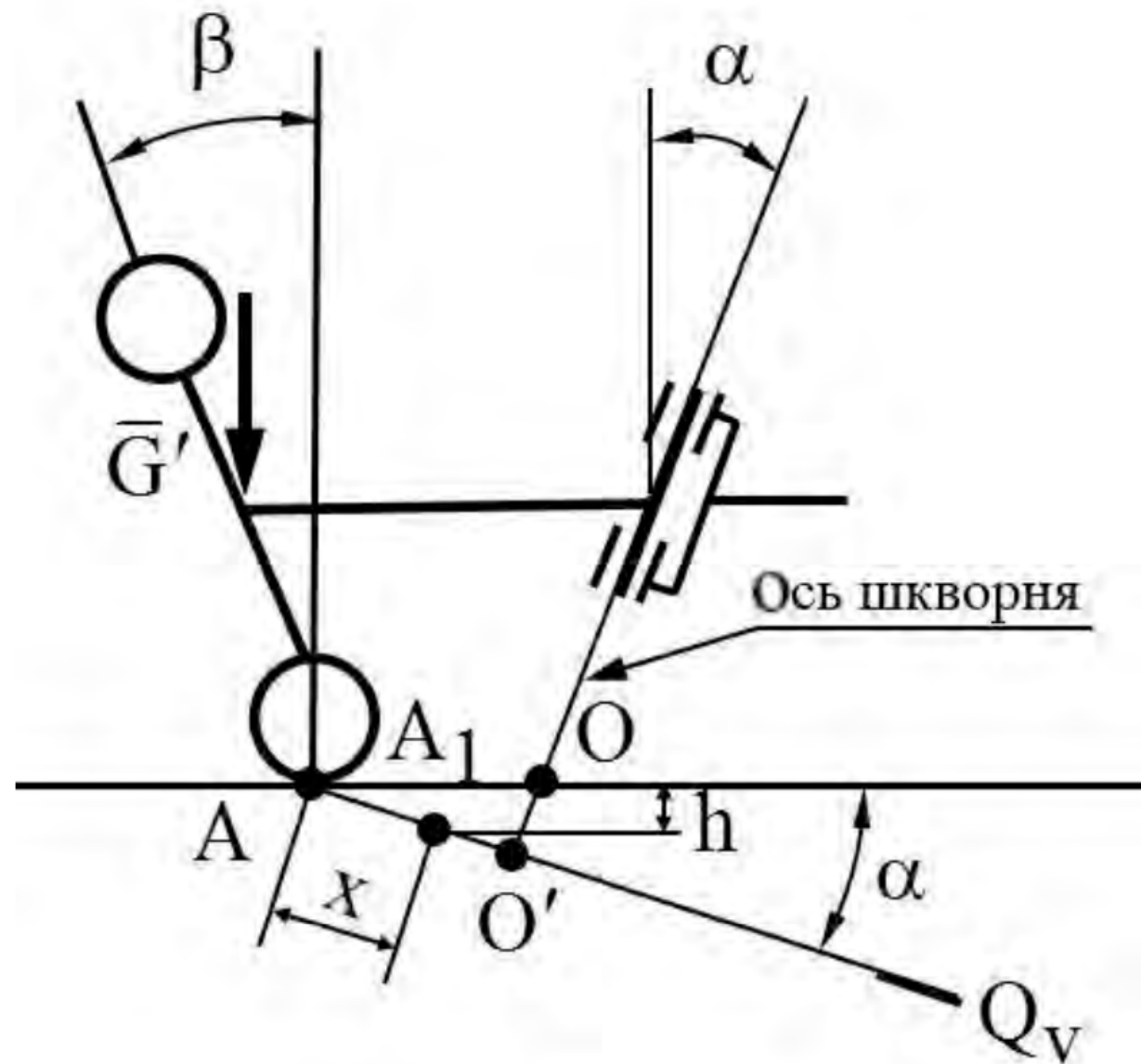


Рис. 6.12. Схема наклона шкворня и колеса

- Стабилизирующий момент от наклона шкворня имеет значительную величину при больших углах поворота управляемых колес. Это происходит при малых скоростях движения автомобиля. Угол поперечного наклона шкворня не превышает $6...7^\circ$.
- Для динамической стабилизации управляемого колеса используют боковую силу R_δ , наклоняя шкворень назад в продольной плоскости (рис. 6.13).
- При повороте управляемого колеса эта сила создает стабилизирующий момент относительно оси шкворня

$$M_{\text{СТ}}^\gamma = R_\delta \cdot e.$$

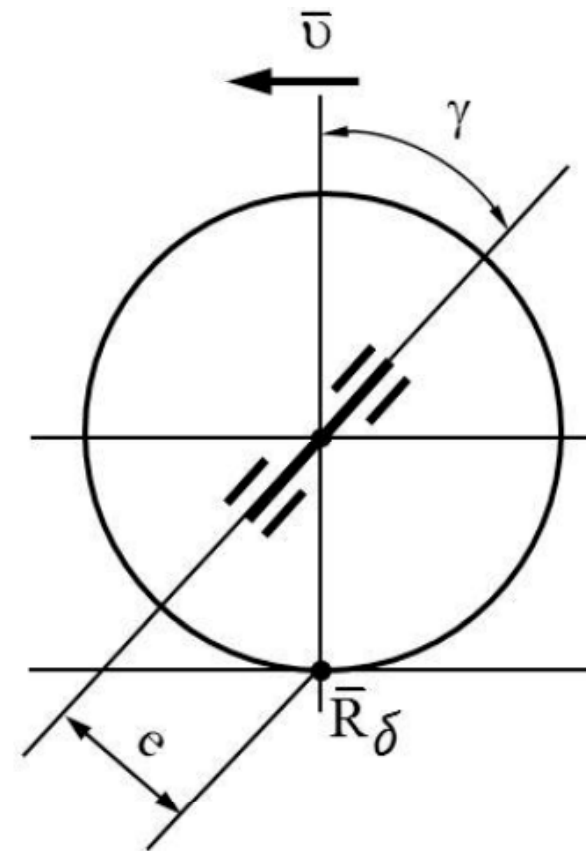


Рис. 6.13.
Стабилизация
управляемого колеса в
продольной плоскости



- У задних управляемых колес этот наклон выполняют вперед.
- При отсутствии наклона шкворня $\gamma=0$ боковая сила смещается от проекции оси деформируемого колеса за счет упругих деформаций и скольжения (качение с уводом).
- Управляемые колеса устанавливают под углом β к вертикали (см. рис. 6.12). Этот угол называют углом развала колеса $\beta=0...2^\circ$. Установка колеса с развалом положительно сказывается при эксплуатации автомобиля:
 - уменьшается момент сопротивления повороту колеса, создаваемый силой сопротивления качению F_f на плече обкатки $n < n_1$ (рис. 6.14, а);
 - колесо, выбирая зазор в подшипниках ступицы, поджимается к внутреннему коническому подшипнику ступицы;
 - исключается обратный развал при износе поворотных цапф.



- Если колесо наклонено наружу (рис. 6.14), то угол развала β считают положительным. При отклонении колеса внутрь автомобиля угол развала отрицательный. Развал колеса считают нулевым при вертикальном положении плоскости его вращения. Расстояние АО (см. рис. 6.12) называют плечом обкатки. Если точка О пересечения оси шкворня с опорной поверхностью лежит с внутренней стороны плоскости вращения колеса (см. рис. 6.12), плечо обкатки положительное, с наружной — отрицательное.

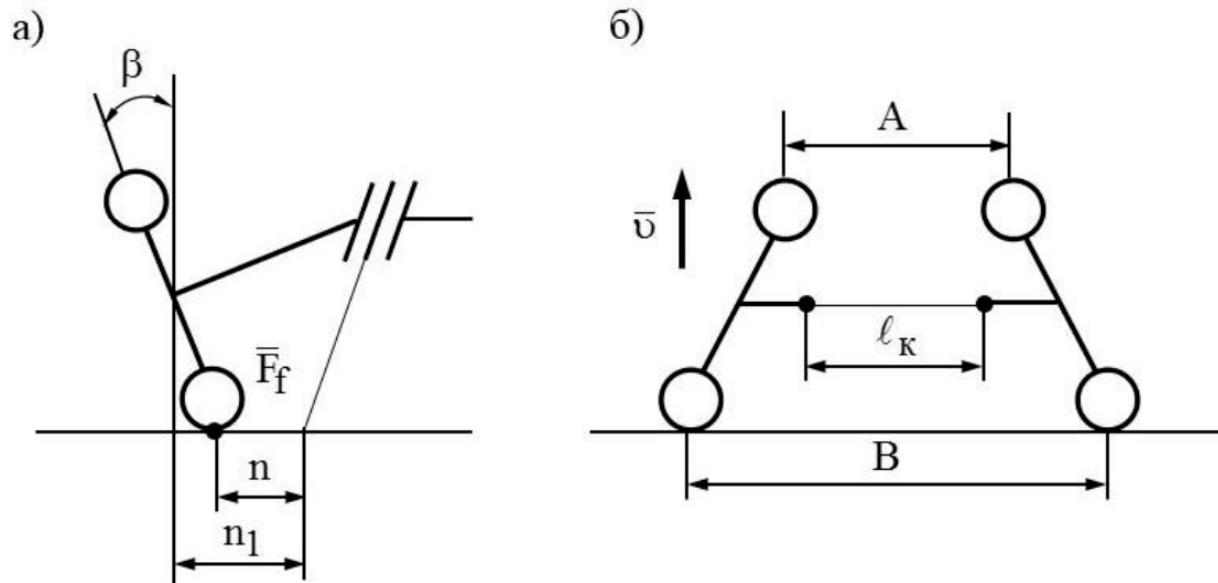


Рис. 6.14. Развал и сходжение управляемых колес

- У колеса, установленного с положительным развалом, из-за деформации шины наружный радиус качения меньше, чем внутренний (см. рис. 6.14, а). В связи с этим ось управляемых колес опирается как бы на два вращающихся конуса, которые стремятся разъехаться в разные стороны. Для компенсации развала колес плоскости их вращения сводят, чтобы они не были параллельны (рис. 6.14, б). В этом случае не будет проскальзывания в пятне контакта шин. Это сведение колес называют схождение и оно равно $A-B$ (измеряют в миллиметрах). Таким образом, углы развала и схождение колес взаимосвязаны.
- Была рассмотрена стабилизация управляемых колес заднеприводного автомобиля. Для переднеприводного автомобиля задача усложняется. Стабилизацию управляемых колес необходимо обеспечить как в тяговом, так и тормозном режимах движения. Поэтому у переднеприводного автомобиля угол наклона оси шкворня в продольной плоскости делают отрицательным.



6.7. КОЛЕБАНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

- Управляемые колеса, в отличие от неуправляемых, могут вращаться относительно своей оси и вокруг шкворня. При этом они связаны системой рулевого управления, которая характеризуется податливостью, демпфированием, наличием зазоров. Поэтому наезд на неровность дороги, неуравновешенность масс колеса и др. могут стать причиной возникновения колебаний колес. Если колебания колеса вызывают проскальзывание в пятне контакта, то это приводит к уменьшению его сцепления с опорной поверхностью. Нарушается устойчивость движения колеса.



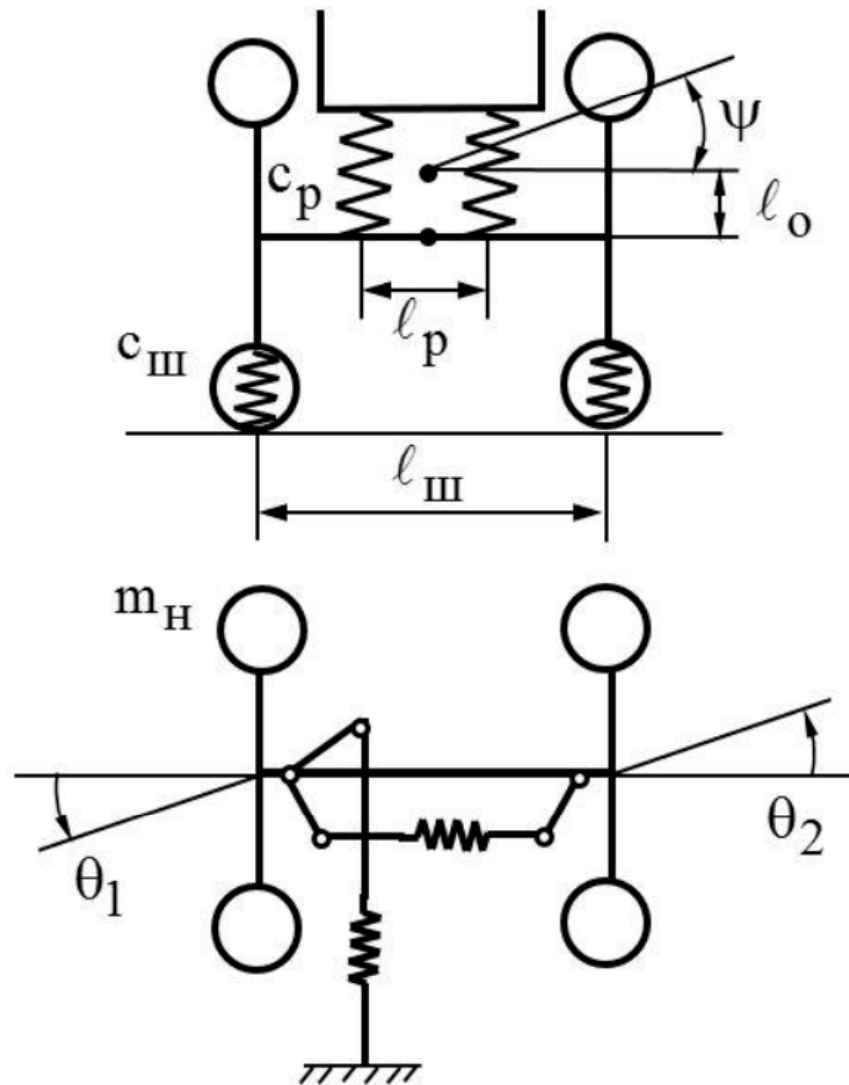


Рис. 6.15. Модель колебательной системы управляемых колес



- Управляемый мост может совершать перемещения в вертикально-поперечной плоскости автомобиля – вертикальное o и угловое ψ (рис. 6.15). Основной характеристикой любой динамической системы является частота собственных колебаний. Для управляемого моста она определяется по формуле

$$\omega_{\psi} = \sqrt{\frac{c_{\psi}}{I_{\psi}}}, \quad (6.14)$$

- где c_{ψ} – приведенный коэффициент угловой жесткости; I_{ψ} – момент инерции моста относительно оси, проходящей через центр масс.
- Коэффициент угловой жесткости

$$c_{\psi} = 0,5 \left(c_p \cdot \ell_p^2 + c_{ш} \cdot \ell_{ш}^2 \right),$$

- где c_p , $c_{ш}$ – коэффициент жесткости рессоры и шины соответственно; ℓ_p , $\ell_{ш}$ – рессорная база и колея моста соответственно.



- Выражение (6.14) показывает, что частота собственных колебаний управляемого моста в вертикально-поперечной плоскости зависит от жесткости шин и рессор, величины его момента инерции.
- Неуравновешенность одного или обоих колес моста вызывает возникновение сил инерции $\bar{F}_j$. Если эти силы действуют в одной плоскости, то они создают наибольший момент (рис. 6.16). В горизонтальной плоскости под действием силы $\bar{F}_j$ происходит поворот колеса относительно шкворня. В вертикальной плоскости изменяется высота шины в пятне контакта. Вследствие этого в вертикально-поперечной плоскости происходят угловые перемещения моста.

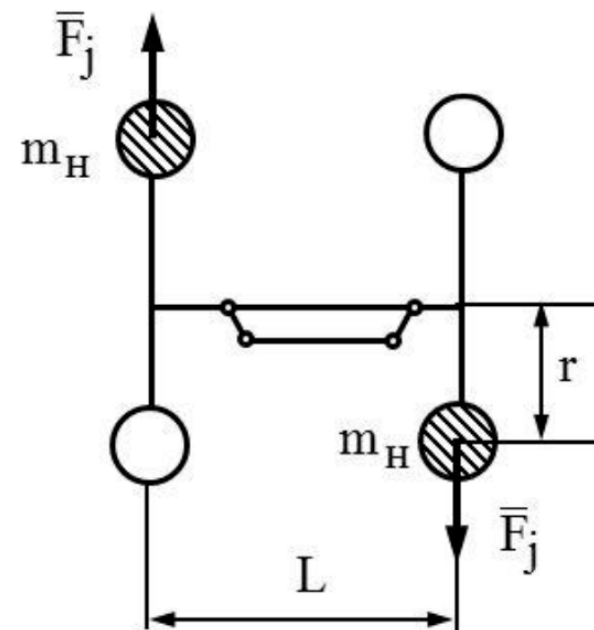


Рис. 6.16. Схема сил от неуравновешенности управляемых колес

- На высокой скорости движения автомобиля при нейтральном положении управляемых колес могут возникнуть автоколебания колеса, называемые шимми. Шимми — это интенсивные самовозбуждающиеся колебания катящегося колеса, которые проявляются в виде его крутильных колебаний в горизонтальной плоскости. Колесо совершает движение в боковом и продольном направлениях. Колебания происходят с малой амплитудой. Они являются следствием взаимодействия инерционных моментов колеса и рулевого управления относительно шкворня с моментом, который возникает при неустановившемся движении колеса. Частота этих колебаний лежит в диапазоне 10...30 Гц. Причинами, вызывающими шимми колеса, являются: кривые диски, люфты в подвеске (наконечники, шаровые, сайлентблоки), низкое давление в шинах и др.



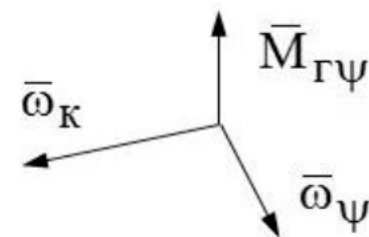
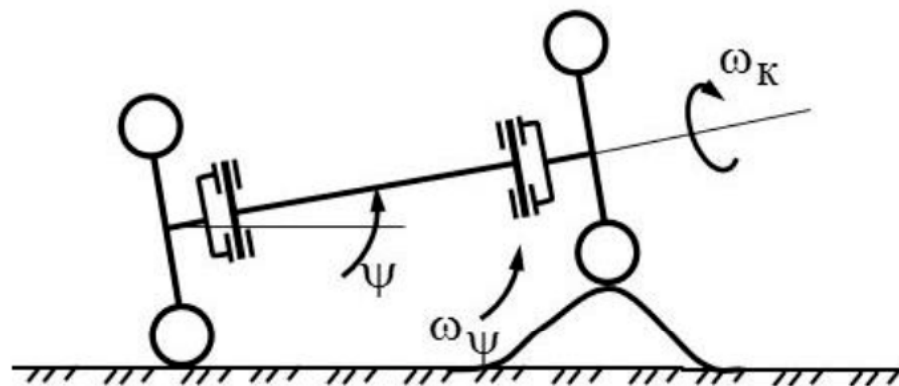
- В процессе движения автомобиля могут происходить автоколебания управляемых колес как от единичного, так и непериодического внешнего воздействия. Рассмотрим процессы, наблюдающиеся при этих колебаниях. Управляемое колесо имеет три угловые координаты: φ_k – угол поворота относительно своей оси вращения; θ – угол поворота оси вращения колеса относительно шкворня; ψ – угол поворота управляемого моста. На высокой скорости движения автомобиля управляемое колесо можно представить гироскопом. Пусть при движении на большой скорости автомобиль наехал на неровность дороги (рис. 6.17). Управляемый мост в вертикально-продольной плоскости поворачивается на угол ψ с угловой скоростью ω_ψ (рис. 6.17, а). Возникает гироскопический момент

$$M_{\Gamma\psi} = 2I_k \cdot \omega_k \cdot \omega_\psi,$$

- где I_k – момент инерции колеса относительно своей оси вращения; ω_k – угловая скорость вращения колеса относительно своей оси.



a)



б)

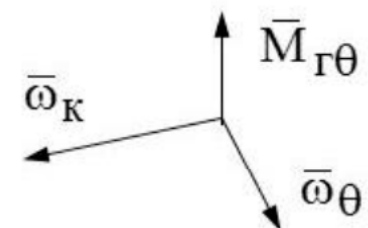
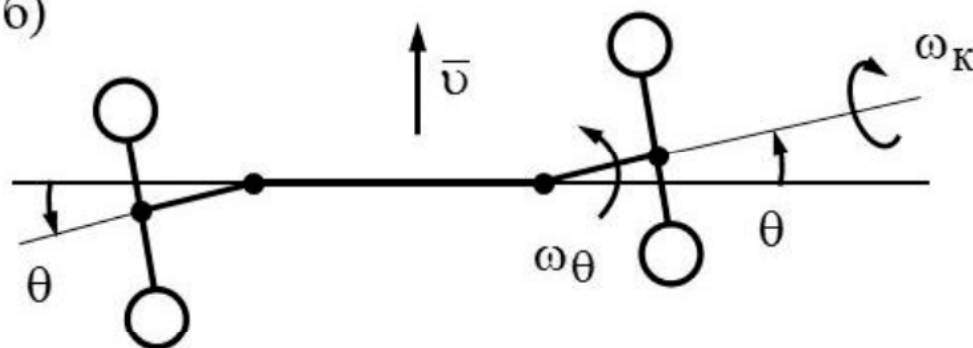


Рис. 6.17. Перемещения моста и колес при наезде на неровность дороги



- Момент $M_{г\psi}$ вызывает поворот управляемых колес на угол θ в горизонтальной плоскости (рис. 6.17, б). Этот поворот колес приводит к появлению гироскопического момента

$$M_{г\theta} = 2I_K \cdot \omega_K \cdot \omega_\theta ,$$

- который уменьшает вызванный первоначальный поворот моста. Как следствие, происходят угловые колебания колес относительно шкворня. При повороте колес возникает дополнительная деформация шин, подвески, рулевого привода и в их упругих элементах накапливается потенциальная энергия. В момент равенства поворачивающего момента и момента сопротивления (из-за упругой деформации элементов) колеса начинают движение к равновесному положению (нейтральному). Вследствие накопленной потенциальной энергии колесо проходит положение равновесия и происходит движение в противоположную сторону.



- Таким образом, при некотором сочетании скорости движения автомобиля и упругих характеристик шин, подвески и рулевого привода моменты $M_{r\psi}$ и $M_{r\theta}$ вызывают незатухающие колебания управляемых колес относительно шкворней в горизонтальной плоскости и моста – в вертикальной. Устраняют автоколебания конструктивными мероприятиями, разрывая связь между колебанием моста в вертикальной плоскости и колес – в горизонтальной. Отметим, что автоколебания отличаются от вынужденных колебаний. Вынужденные колебания вызываются периодическим внешним воздействием и происходят с частотой этого воздействия. Возникновение автоколебаний и их частота определяются внутренними свойствами самой автоколебательной системы. Автоколебания происходят за счет внутренней энергии системы.



6.8. ЗАНОС И ОПРОКИДЫВАНИЕ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ПОВОРОТЕ

- Потеря автомобилем устойчивости движения на подъемах и спусках – крайне редкий случай. Исключение составляет эксплуатация автомобилей в горах. Чаще встречается нарушение устойчивости движения автомобиля при повороте вследствие его бокового скольжения или опрокидывания. От полного скольжения в пятне контакта шин удерживает сцепление колес моста с опорной поверхностью. Полное скольжение колес начинается при достижении реакции дороги в пятне их контакта величины силы сцепления (рис. 6.18)

$$F_{\varphi} = G_M \cdot \varphi,$$

- где G_M – вес, приходящийся на мост; φ – коэффициент сцепления.

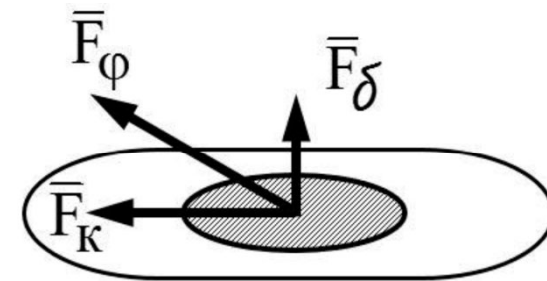


Рис. 6.18. Схема сил, действующих в пятне контакта ведущего колеса



- Мост движется без заноса, если выполняется условие

$$F_{\varphi} = G_M \cdot \varphi = \sqrt{F_K^2 + F_{\delta}^2},$$

- где F_K , F_{δ} – касательные и боковые силы, действующие на колеса моста, соответственно.
- Следовательно, отсутствие касательных сил на колесах моста от тормозного или крутящего момента обеспечивает им наибольшее сопротивление заносу. Поэтому на скользкой дороге нужно плавно тормозить и регулировать крутящий момент на ведущих колесах.



- При повороте автомобиля его боковое опрокидывание может произойти из-за движения с высокой скоростью и хорошего сцепления колес с дорогой. Рассмотрим поворот автомобиля на горизонтальной опорной поверхности (рис. 6.19).

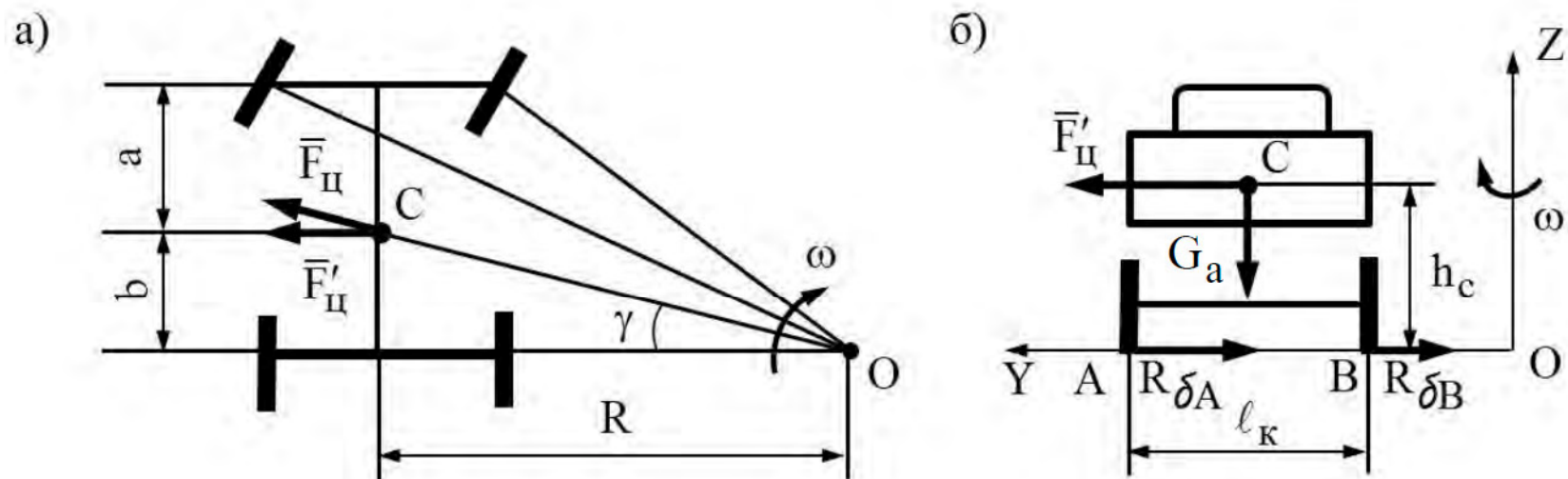


Рис. 6.19. Силы, действующие на автомобиль при повороте

- В связи с вращением автомобиля относительно оси OZ на него действует центробежная сила $F_{\text{ц}}$. Поперечная составляющая центробежной силы

$$F'_{\text{ц}} = F_{\text{ц}} \cdot \cos \gamma = \frac{G_a \cdot v_a^2}{g \cdot R}. \quad (6.15)$$

- Показателями поперечной устойчивости автомобиля служат максимально возможные скорости движения. Вследствие действия силы $F'_{\text{ц}}$ может произойти опрокидывание автомобиля относительно внешних колес или его занос.
- В момент опрокидывания автомобиль вращается относительно точки A, и нормальная реакция внутренних колес равна нулю. Тогда

$$F'_{\text{ц}} \cdot h_c = G_a \cdot 0,5 \ell_k.$$



- Подставив значение силы $F'_{ц}$, получим критическую скорость движения автомобиля по опрокидыванию

$$v_{кр}^0 = \sqrt{\frac{l_k \cdot g \cdot R}{2h_c}}. \quad (6.16)$$

- На практике необходимо обеспечить условие, при котором опрокидывающая автомобиль сила была больше силы, вызывающей занос. При этом составляющая центробежной силы $F'_{ц}$ будет расти, пока растут боковые реакции колес по сцеплению. Когда боковые реакции колес достигают значения по сцеплению, начинается боковое скольжение (занос) автомобиля и не происходит его опрокидывание:

$$R_{\delta} = G_a \cdot \varphi_y,$$

- где φ_y — коэффициент сцепления в боковом направлении колес.



- Учитывая, что коэффициент сцепления равен отношению касательной силы колеса к весу, действующему на него, запишем следующее:

$$\varphi_y = \frac{R_\delta}{G_a}.$$

- Подставив $R_\delta = F'_{ц}$ в выражение (6.15), получим критическую скорость движения при боковом заносе автомобиля

$$v_{кр}^3 = \sqrt{g \cdot R \cdot \varphi_y}. \quad (6.17)$$

- Для автомобиля критическая скорость по боковому опрокидыванию должна быть выше критической скорости по заносу:

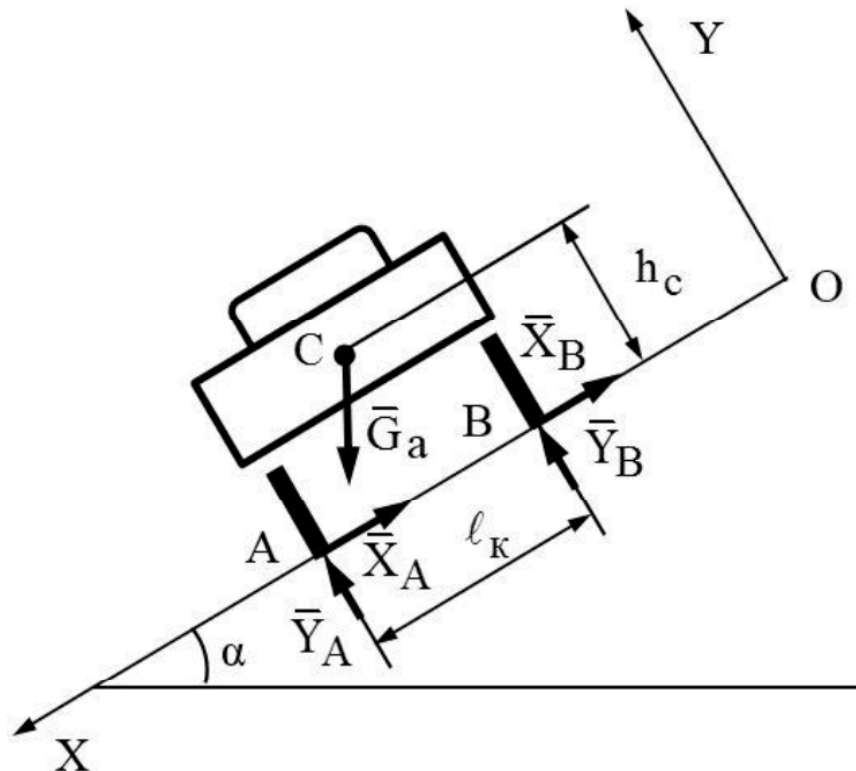
$$v_{кр}^o > v_{кр}^3.$$



6.9. ДВИЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ ПО ДОРОГЕ С ПОПЕРЕЧНЫМ УКЛОНОМ

- При прямолинейном движении автомобиля по дороге с поперечным уклоном может произойти потеря поперечной устойчивости: сползание под уклон или опрокидывание в сторону уклона (рис. 6.20).

Рис. 6.20. Схема сил, действующих на автомобиль при прямолинейном движении по косогору



- Условием сползания автомобиля является соотношение силы сцепления колес в боковом направлении и силы, действующей вдоль уклона. Сползание не происходит, если выполняется условие

$$X_A + X_B \geq G_a \cdot \sin \alpha_{\text{сп}}$$

- или

$$G_a \cdot \cos \alpha_{\text{сп}} \cdot \varphi_x \geq G_a \cdot \sin \alpha_{\text{сп}},$$

- где φ_x – коэффициент сцепления колес в боковом направлении.
- Преобразуем выражение к виду

$$\varphi_x \geq \operatorname{tg} \alpha_{\text{сп}}.$$

- Таким образом, сползания автомобиля при движении по дороге с поперечным уклоном не будет, если коэффициент сцепления колес в боковом направлении больше тангенса угла уклона полотна дороги. Показателем динамической поперечной устойчивости автомобиля против сползания выступает величина угла уклона

$$\alpha_{\text{сп}} < \operatorname{arctg} \varphi_x.$$



- Условием поперечной устойчивости против опрокидывания автомобиля является величина нормальной реакции точки В на верхних колесах (см. рис. 6.20). Опрокидывание автомобиля произойдет относительно линии, проходящей через пятно контакта нижних колес с поверхностью, когда нормальные реакции на верхних колесах станут равными нулю ($Y_B = 0$). При этом предельный угол поперечного уклона определяют из баланса моментов сил относительно точки А:

$$G_a \cdot \sin \alpha_{оп} \cdot h_c = G_a \cdot \cos \alpha_{оп} \cdot 0,5 \ell_k.$$

- Автомобиль не опрокинется на дороге с поперечным углом, если угол уклона полотна дороги

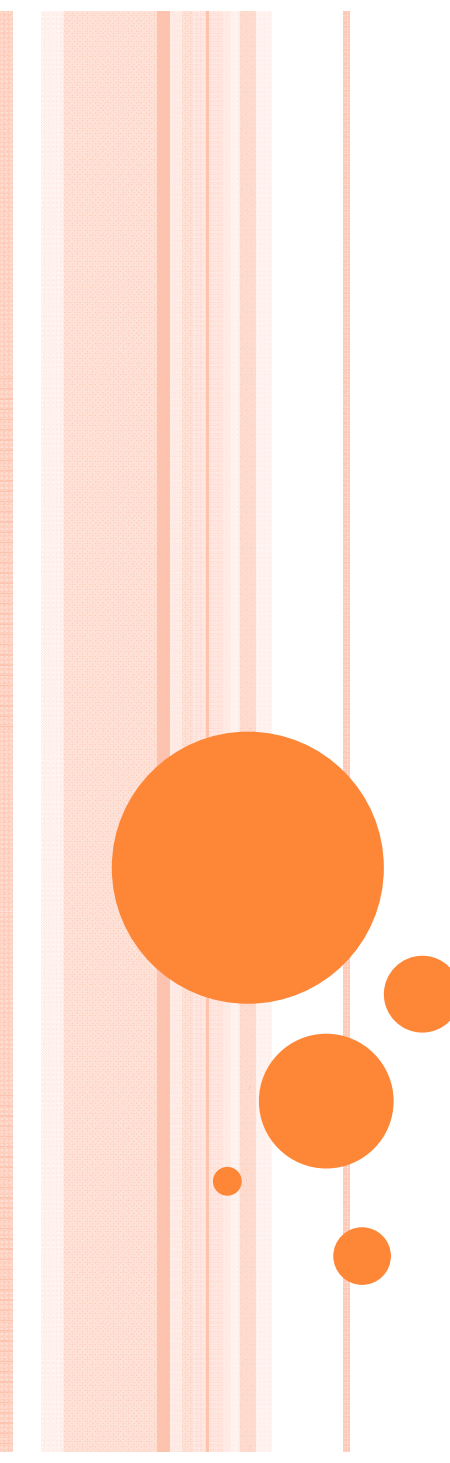
$$\alpha_{оп} < \arctg \left(\frac{\ell_k}{2h_c} \right),$$

- где h_c – высота центра масс автомобиля.



- Отметим, что динамическими показателями устойчивости равновесия автомобиля являются углы устойчивости ($\alpha_{\text{сп}}$, $\alpha_{\text{оп}}$), а статическими показателями (автомобиль неподвижен) – коэффициенты устойчивости (φ_x , $l_k/2h_c$ – сползание, опрокидывание соответственно). На поперечную динамическую и статическую устойчивость автомобиля влияют положение центра масс, размеры колес, угловая жесткость подвески и шин.
- Опрокидывание автомобиля приводит к более тяжелым последствиям в сравнении с заносом. Поэтому автомобиль конструируют так, чтобы на уклоне поверхности его сползание наступало раньше, чем опрокидывание.





ТЕМА 7.

**ПРОХОДИМОСТЬ
АВТОМОБИЛЯ**

7.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

- Способность автомобиля двигаться по бездорожью, дорогам без твердого покрытия, а также преодолевать различные препятствия называют проходимостью. Преодолеваемые препятствия обуславливаются профилем или несущей способностью опорной поверхности, поэтому проходимость автомобиля разделяют на профильную и опорно-сцепную.
- По уровню проходимости автомобили принято делить на три категории: ограниченной, повышенной и высокой проходимости.
- Автомобили ограниченной проходимости – дорожные автомобили, эксплуатируемые на дорогах с усовершенствованным покрытием и грунтовых дорогах в сухое время года. Они могут работать и в сложных дорожных условиях с использованием дополнительных средств, например, установив на колеса цепи противоскольжения. К этой категории относят неполноприводные автомобили 4×2, 6×2, 8×4. Их давление на опорную поверхность составляет 0,15...0,35 МПа.



- Автомобили повышенной проходимости — это модификации моделей автомобилей ограниченной проходимости. Они имеют привод на все колеса, 4×4, 6×6, в межосевом и межколесных узлах устанавливаются дифференциалы повышенного трения или блокируемые дифференциалы, применяются шины повышенной проходимости и др. Эти автомобили оказывают давление на опорную поверхность 0,04...0,1 МПа.
- Автомобили высокой проходимости имеют компоновочные и конструктивные особенности. Они создаются для эксплуатации в условиях бездорожья, например, машины 8×8. Автомобиль, в котором сочетаются комфорт при езде и высокая проходимость, называют внедорожником. Автомобили этой категории оказывают давление на опорную поверхность менее 0,02 МПа.
- Для эксплуатации в специфических условиях создают специальные автомобили, которые имеют особую компоновку и особый тип движителя. Например, автомобиль с колесно-гусеничным движителем и др.



7.2. ПРОФИЛЬНАЯ ПРОХОДИМОСТЬ

- Профильная проходимость автомобиля определяется его геометрическими размерами и особенностями конструкции.
- Важным геометрическим параметром автомобиля, влияющим на проходимость, является клиренс или дорожный просвет. Клиренсом называют расстояние h от самой низкой части автомобиля до опорной поверхности (рис. 7.1). В техническом описании клиренс обычно указывается для автомобиля в снаряженном состоянии. Следует иметь в виду, что при загрузке автомобиля он уменьшается. Простым способом увеличения клиренса является установка колес большего диаметра.

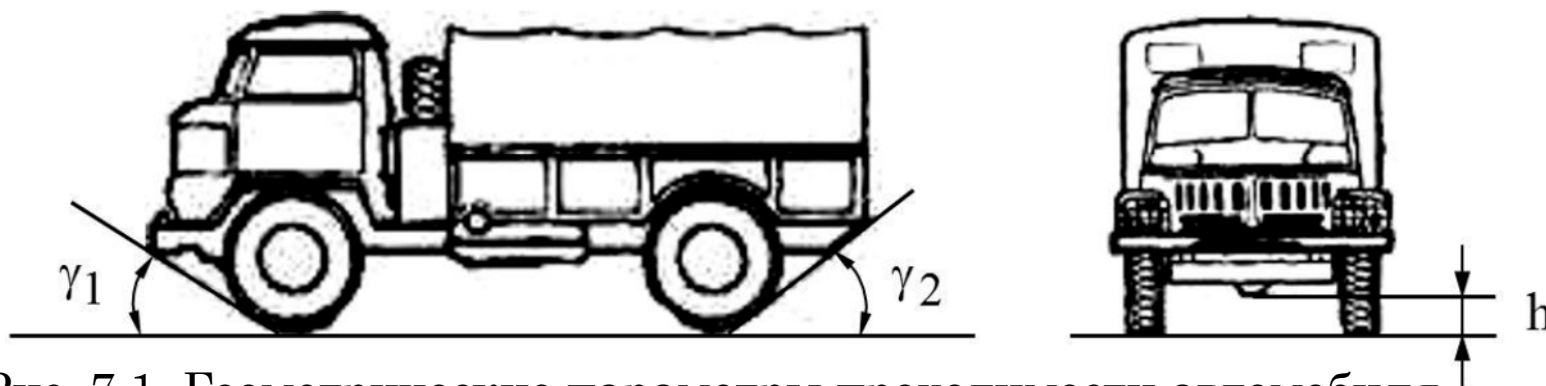


Рис. 7.1. Геометрические параметры проходимости автомобиля

- У легковых автомобилей дорожный просвет составляет 150...220 мм, у грузовых автомобилей ограниченной и повышенной проходимости – 240...400 мм. У сельскохозяйственных и военных автомобилей дорожный просвет достигает 500 мм. Прицепные механизмы и устройства не должны иметь просвет меньше, чем у тягача.
- *Передний γ_1 и задний γ_2 углы свеса* – углы, образованные опорной поверхностью и плоскостью, касающейся колес и наиболее выступающей точки автомобиля (см. рис. 7.1). Эти углы обычно называют углом въезда γ_1 и углом съезда γ_2 (табл. 7.1). Как правило, угол заднего свеса делают больше угла переднего свеса.

Табл. 7.1. Углы свеса автомобилей

Тип автомобиля	Угол свеса передний γ_1 , град	Угол свеса задний γ_2 , град
Легковой	20...30	15...20
Грузовой	40...60	25...45
Повышенной проходимости	> 30	> 30
Высокой проходимости	60...70	50...60



- Угол продольной проходимости α (угол переката, угол рампы) – максимальный угол между плоскостями, касающимися передних и задних колес, и нижней выступающей частью автомобиля (рис. 7.2).
- Углы γ_1 , γ_2 , α характеризуют крутизну препятствия, преодолеваемого автомобилем.

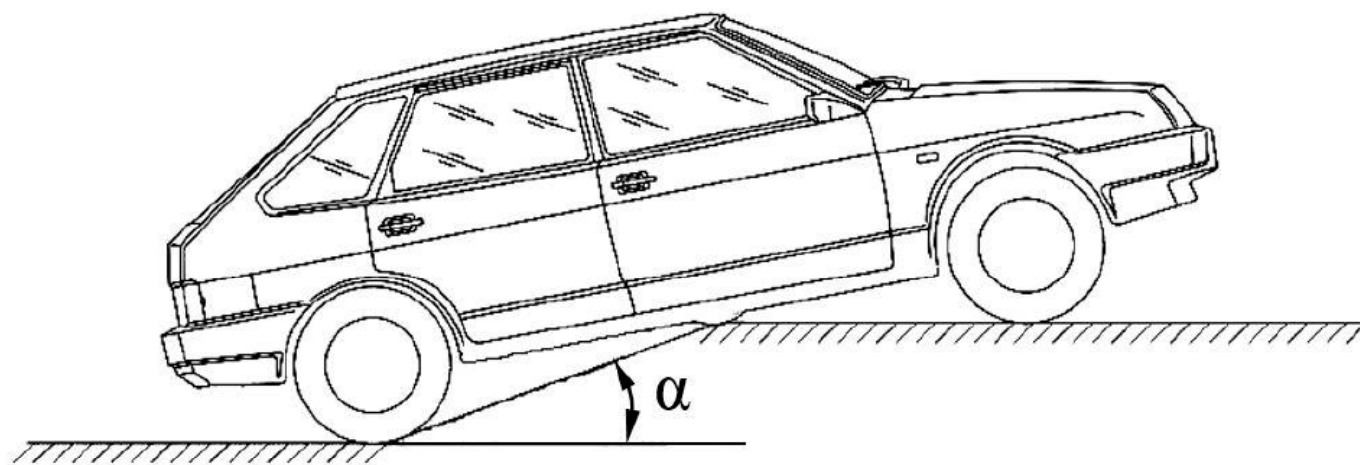


Рис. 7.2. Угол переката автомобиля



- Преодоление порогового препятствия автомобилем зависит от режима качения колес, т. е. ведомые они или ведущие. Поэтому возможны разные способы, например, выезда из канавы: задним или передним ходом.
- Определим высоту h порогового препятствия, которую преодолевает автомобиль 4×2, наезжая на него ведомым колесом (рис. 7.3). Принимаем, что стенка препятствия не деформируется при наезде на него жесткого колеса. Баланс моментов сил относительно точки А контакта колеса с препятствием в момент отрыва от опорной поверхности

$$F_x (r_o - h) = G_1 \sqrt{r_o^2 - (r_o - h)^2},$$

- где F_x – толкающая сила со стороны рамы; G_1 – вес, приходящийся на ведомое колесо; r_o – радиус качения колеса без скольжения; h – высота препятствия.

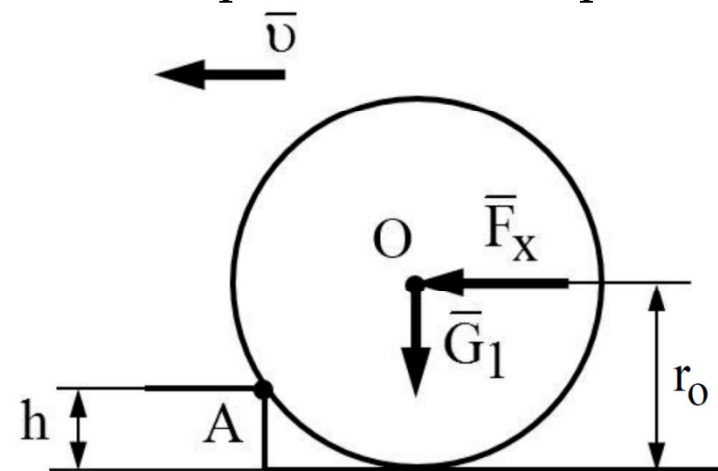


Рис. 7.3. Схема сил, действующих на ось ведомого колеса при преодолении препятствия

- Решив равенство относительно h с учетом максимальной величины силы

$$F_x = G_2 \cdot \varphi,$$

- где G_2 – вес, приходящийся на ведущее колесо; φ – коэффициент сцепления, и коэффициента распределения веса автомобиля по осям $\lambda_s = G_2/G_1$, получим

$$h = r_0 \left(1 - \frac{\sqrt{1 + \lambda_s^2 \cdot \varphi^2}}{1 + \lambda_s^2 \cdot \varphi^2} \right).$$

- На опорной поверхности с коэффициентом сцепления $\varphi=0,7$ (сухой асфальт) и коэффициентом распределения $\lambda_s=1$ высота преодолеваемого порога (эскарпа) $h=0,18r_k$. Высота порога, который преодолевает ведомое колесо, намного меньше радиуса качения колеса.



- Рассмотрим взаимодействие жесткого ведущего колеса с недеформируемым препятствием в момент отрыва от опорной поверхности (рис. 7.4). Проскальзывания колеса на препятствии не происходит. Уравнение моментов относительно точки A имеет вид:

$$M_K = G_2 \cdot r_c \cdot \sin \alpha - F_X \cdot r_c \cdot \cos \alpha.$$

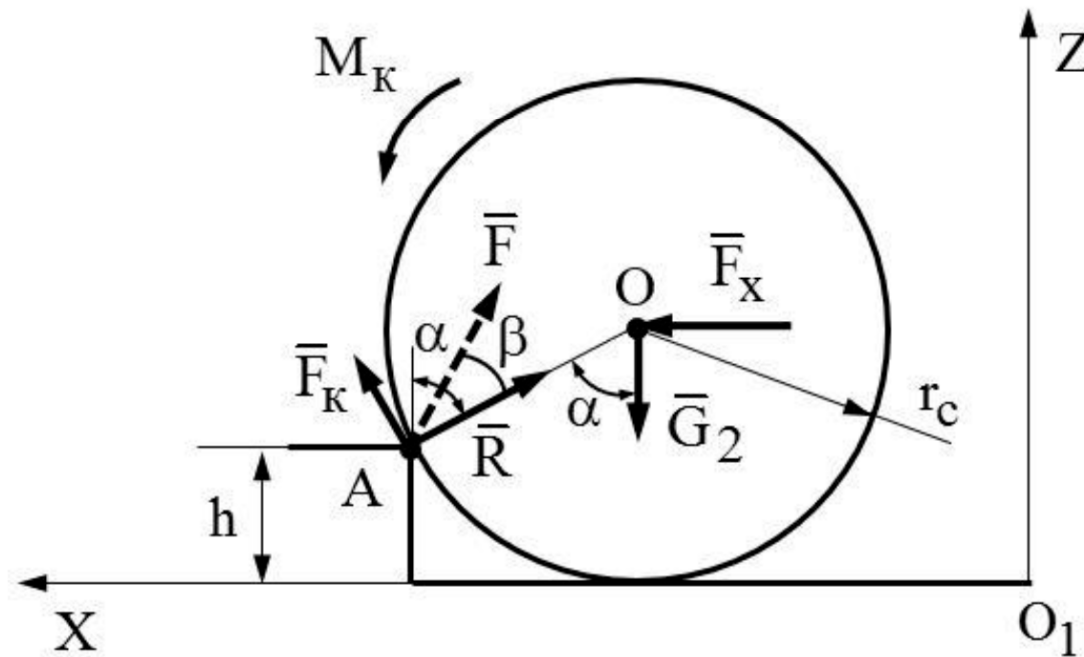


Рис. 7.4. Схема сил, действующих на ведущее колесо при преодолении препятствия

- Определяем, что

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{r_c^2 - (r_c - h)^2}}{r_c} = \frac{\sqrt{2r_c \cdot h - h^2}}{r_c};$$

$$\cos \alpha = \frac{r_c - h}{r_c},$$

- где r_c — свободный радиус колеса; h — высота препятствия.
- Находим реализуемую колесом толкающую силу F_x . На колесо действуют три силы: вес G_2 , приходящийся на колесо; реализуемая колесом толкающая сила F_x ; реакция препятствия $F = F_k + R$. Составим сумму проекций этих сил на оси $O1Z$ и $O1X$:

$$F \cdot \cos(\alpha - \beta) - G_2 = 0;$$

$$F_x - F \cdot \sin(\alpha - \beta) = 0,$$

- где β — угол трения колеса на препятствии, $\beta = \arctg \varphi$ (φ — коэффициент сцепления колеса с препятствием).



- Решая систему уравнений, определяем, что

$$F_x = G_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \operatorname{arctg}\varphi).$$

- Крутящий момент на ведущем колесе, необходимый для преодоления порогового препятствия высотой h ,

$$M_k = G_2 \left(\sqrt{2r_c \cdot h - h^2} - \operatorname{tg} \left(\arccos \left(\frac{r_c - h}{r_c} \right) - \operatorname{arctg}\varphi \right) (r_c - h) \right).$$

- При этом момент M_k не может быть больше номинального момента двигателя M_p , подведенного через трансмиссию к ведущему колесу:

$$M_k \leq M_p \cdot u_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}},$$

- где M_p — номинальный момент двигателя, т. е. момент при максимальной мощности двигателя (см. рис. 2.2); $u_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии.
- Если это условие нарушается, то пороговое препятствие автомобилем не преодолевается.



7.3. ОПОРНО-СЦЕПНАЯ ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

- Опорно-сцепная проходимость автомобиля определяется тем, насколько полно используется несущая способность опорной поверхности, и зависит от конструкции двигателя и трансмиссии автомобиля, сцепления ведущих колес с поверхностью.
- В пятне контакта колеса с опорной поверхностью шина деформируется в вертикальном, продольном и боковом направлениях. Вертикальные деформации поверхности определяют потерю энергии колеса на образование колеи, т. е. на качение; продольные (горизонтальные) – сцепление колеса с опорной поверхностью. Деформация почвы в горизонтальном и вертикальном направлениях приводит к появлению почвенного клина перед колесом. Это явление получило название *бульдозерный эффект*.



- По составу различают минеральные грунты и грунты органического происхождения.
- Минеральные грунты классифицируют по размерам и соотношению частиц двух фракций: глинистой и песчаной. По этим признакам минеральные грунты делят на:
 - глины (глинистые частицы по массе составляют более 30 %);
 - суглинистые (10...30 %);
 - супесчаные (3...10 %);
 - песчаные (менее 3 %).
- К органическим грунтам относят торфяно-болотные, илистые грунты.
- Механические свойства грунтов (сопротивляемость деформации под действием внешних нагрузок) зависят от их влажности. При этом для каждого грунта существует определенный предел влажности, превышение которого ухудшает эти свойства.



- Для расчета сопротивления качению пневматического колеса по грунту используют формулы, полученные по результатам обработки экспериментальных опытов. Например, зависимость

$$F_f = c_1 \sqrt[3]{\frac{G_k}{p_v \cdot D^2}} + c_2 \sqrt[3]{\frac{p_v}{\sigma_0 \cdot D}},$$

- где F_f – сопротивление качению, кН; c_1 , c_2 – опытные коэффициенты, зависящие от конструкции шины, $c_1=0,0031$, $c_2=0,0425$ – средние значения; p_v – давление воздуха в шине, МПа; G_k – вес, приходящийся на колесо, кН; D – наружный диаметр колеса, м; σ_0 – несущая способность грунта, МПа.
- Сопротивление качению из-за деформации шины определяет первое слагаемое, грунта – второе.



- Сопротивление грунта смятию и срезу определяет окружное усилие, развиваемое ведущим колесом на деформируемом грунте. Окружная сила

$$F_K = F' + F'' + F''' ,$$

- где F' – усилие вследствие внутреннего трения в грунте, $F' = f_v \cdot G_K$ (где f_v – коэффициент внутреннего трения на грунте); F'' – усилие сопротивления грунта срезу, $F'' = \tau \cdot H$ (где τ – удельное сопротивление сдвигу); H – величина углубления штампа в грунт; F''' – сила, определяемая сцеплением частиц грунта, $F''' = c_0 \cdot S$ (где c_0 – удельная характеристика сцепления между частицами грунта; S – площадь сдвига грунта).
- На связных грунтах сцепление колеса происходит за счет сопротивления частиц грунта сдвигу и срезу. На несвязных окружная сила зависит от внутреннего трения частиц грунта. У этих грунтов сопротивление сдвигу мало.



- Характер взаимодействия колеса с опорной поверхностью определяют величина наружного диаметра и форма поперечного сечения шины.
- Шины по форме профиля в зависимости от отношения высоты профиля H к ширине B разделяют на:
 - тороидные (H/B более 0,9);
 - широкопрофильные ($H/B = 0,6...0,9$);
 - низкопрофильные ($H/B = 0,7...0,88$);
 - сверхнизкопрофильные (H/B не более 0,7);
 - пневмокаты ($H/B = 0,25...0,39$).
- У тороидных шин радиальная деформация при номинальной нормальной нагрузке составляет 12...15 % высоты шины. Вследствие этого площадь пятна контакта шины небольшая, а давление на грунт относительно высокое. Тороидные шины с регулируемым давлением обеспечивают движение на грунтах с низкой несущей способностью.



- Широкопрофильные шины при нормальном давлении обеспечивают площадь пятна контакта на 30...35 % больше в сравнении с тороидными. Их применяют на автомобилях повышенной и высокой проходимости.
- Арочные шины имеют развитые грунтозацепы и профиль в виде арки. Рабочее давление составляет 0,05...0,15 МПа, что позволяет обеспечить их относительно низкое давление на опорную поверхность.
- Пневмокатки работают при малом внутреннем давлении воздуха (0,02...0,1 МПа) и применяются только на специальных машинах.



- Заметим, что при большой жесткости шины и большой податливости опорной поверхности колесо совершает погружение в грунт. Шина не деформируется. Если опорная поверхность обладает малой податливостью, то происходит деформация шины. При этом снижается давление на грунт и сопротивление качению, т. к. увеличивается площадь пятна контакта шины. Рост пятна контакта шины достигается за счет увеличения ширины, диаметра шины и уменьшения давления в ней. При снижении давления площадь пятна контакта шины в большей степени растет по длине, чем по ширине.
- Большое влияние на проходимость автомобилей и улучшение их тяговых свойств оказывают характеристики механизмов в межосевых и межколесных приводах. Механизмы, которые в настоящее время применяются в узлах разветвления потока мощности, представлены на рис. 7.5.





Рис. 7.5. Механизмы, применяемые в приводе ходовых систем полноприводных машин

- Все известные типы приводов разделяют на дифференциальный, блокированный и комбинированный.
- Привод, в узлах связи которого установлены механизмы с двумя степенями свободы, называют дифференциальным. Такой привод обеспечивает независимость вращения ведущих колес и равенство крутящих моментов, подводимых к ним независимо от сцепных условий.
- Принципиальная схема конического дифференциала показана на рис. 7.6.

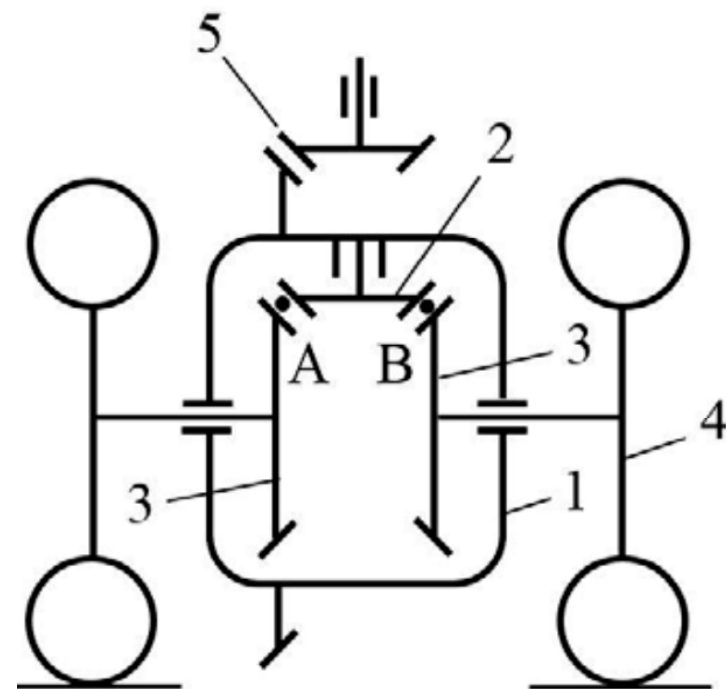


Рис. 7.6. Схема конического дифференциала: 1 – корпус дифференциала; 2 – сателлит; 3 – полуосевая шестерня; 4 – колесо; 5 – главная передача

- Равенство крутящих моментов на полуосях дифференциала (см. рис. 7.6) обусловлено тем, что сателлит представляет собой равноплечную балку (рис. 7.7).
- Сила F , приложенная к оси сателлита, и силы F_1 , F_2 в зацеплениях сателлита с полуосевыми шестернями – система параллельных сил. Из равновесия этой системы сил следует, что $F_1 = F_2$. Если одно колесо моста имеет сцепление с опорной поверхностью $\varphi_{\min}$, а другое $\varphi_{\max}$, то ведущая ось сможет развить максимальную касательную силу на колесах

$$F_K = G_M \cdot \varphi_{\min},$$

- где G_M – нормальная нагрузка на мост.

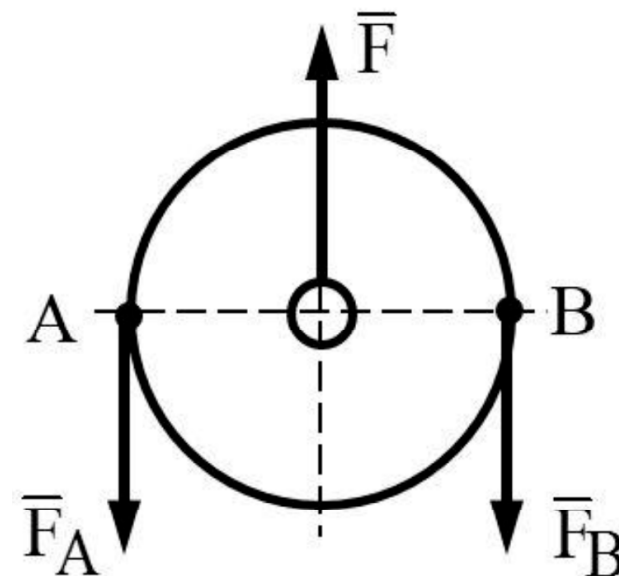


Рис. 7.7. Схема сил, действующих на сателлит



- Чтобы устранить этот недостаток дифференциала обычной конструкции и повысить тягово-сцепные свойства ведущего моста, применяют его блокирование. Принцип действия блокируемых дифференциалов заключается в том, что крутящий момент на колесах моста реализуется в зависимости от сцепных условий каждого колеса. Состояние полного блокирования дифференциала является экстремальным случаем блокируемого дифференциала, т. к. полуоси ведущих колес вращаются с одной угловой скоростью. При этом автоматически утрачивается возможность вращения ведущих колес с различными угловыми скоростями. Дифференциальные свойства механизма проявляются с момента разблокирования дифференциала. В известных конструкциях дифференциалов разблокирование происходит либо по силовому, либо по кинематическому признаку.



- Блокирующие свойства дифференциала оценивают по коэффициенту блокировки

$$k_6 = \frac{M'}{M''},$$

- где M' , M'' – моменты на полуосях отстающего и забегающего колес соответственно.
- В настоящее время известно большое количество типов дифференциальных механизмов, применяемых в приводах автомобилей, которые отличаются по принципу работы, конструктивному исполнению. Причиной разнообразия конструкций частично послужила противоречивость требований, предъявляемых к таким механизмам в различных эксплуатационных условиях. Наиболее часто встречающиеся в практике значения коэффициентов блокировки дифференциалов представлены в табл. 7.2.



Табл. 7.2. Коэффициенты блокировки дифференциалов

Тип дифференциала	Коэффициент блокировки k_6
Симметричные дифференциалы цилиндрические конические	1,02...1,1 1,16...1,24
Дифференциалы с внутренними узлами сферические поверхности трения многодисковые муфты	≤ 2 ≤ 4
Зубчатый дифференциал Torsen	3
Дифференциалы с переменным передаточным числом	1,25...2,75
Червячные дифференциалы	6...15
Кулачковые дифференциалы с радиальным расположением кулачков с осевым расположением кулачков	3...6 5...10
Роликово-эксцентриковый дифференциал фирмы «Рикардо Консалтинг»	≤ 5



- Если в узлах связи трансмиссии установлены механизмы, кинематически жестко связывающие ведущие колеса, то такой привод называют блокированным. В этом случае обеспечивается равенство угловых скоростей ведущих колес, а крутящий момент реализуется на колесах в зависимости от их сцепных условий. В связи с этим при криволинейном движении автомобиля привод неприменим, поскольку между ведущими колесами установлена жесткая кинематическая связь. Блокированный привод используют только при прямолинейном движении.
- Исключив раздельное буксование колес моста за счет использования силы сцепления колеса, находящегося в более благоприятных сцепных условиях, ведущая ось создает большее тяговое усилие в сравнении с дифференциальным приводом:

$$F_k = 0,5G_M(\varphi_{\max} + \varphi_{\min}).$$



- При этом коэффициент повышения тяговой силы

$$\gamma_{F_k} = 0,5 \frac{(\varphi_{\max} + \varphi_{\min})}{\varphi_{\min}}.$$

- Привод, в котором сочетание механизмов, указанных на рис. 7.5, различно в узлах связи, называют комбинированным. Отметим, что в межколесных приводах механизмы с одной степенью свободы не устанавливаются. Известные комбинированные приводы ходовых систем полноприводных автомобилей по своим характеристикам лишь приближаются либо к дифференциальному, либо к блокированному приводу в зависимости от режима движения, эксплуатационных условий и траектории движения.
- Таким образом, при дифференциальном и блокированном приводах кинематические и силовые характеристики движения ведущих колес моста существенно различаются. Если дифференциальный привод обеспечивает независимые кинематические параметры ведущих колес моста, то блокированный – независимые силовые параметры, в частности, силы тяги колес.



7.4. Циркуляция мощности в полноприводном автомобиле

- Отличительной особенностью полноприводных колесных автомобилей является наличие замкнутых силовых контуров, содержащих систему масс с упругодиссипативными связями (система «трансмиссия — ведущие колеса — опорная поверхность»). При определенных условиях взаимодействия колес с опорной поверхностью эта особенность становится причиной нежелательного явления, которое в технической литературе называют циркуляцией мощности.
- Практически все авторы публикаций на данную тему причину появления циркуляции мощности объясняют изменением динамических радиусов качения колес ведущих мостов. Рассмотрим движение автомобиля с четырьмя ведущими колесами, у которого приводы заблокированы, т. е. имеют жесткую связь (рис. 7.8).



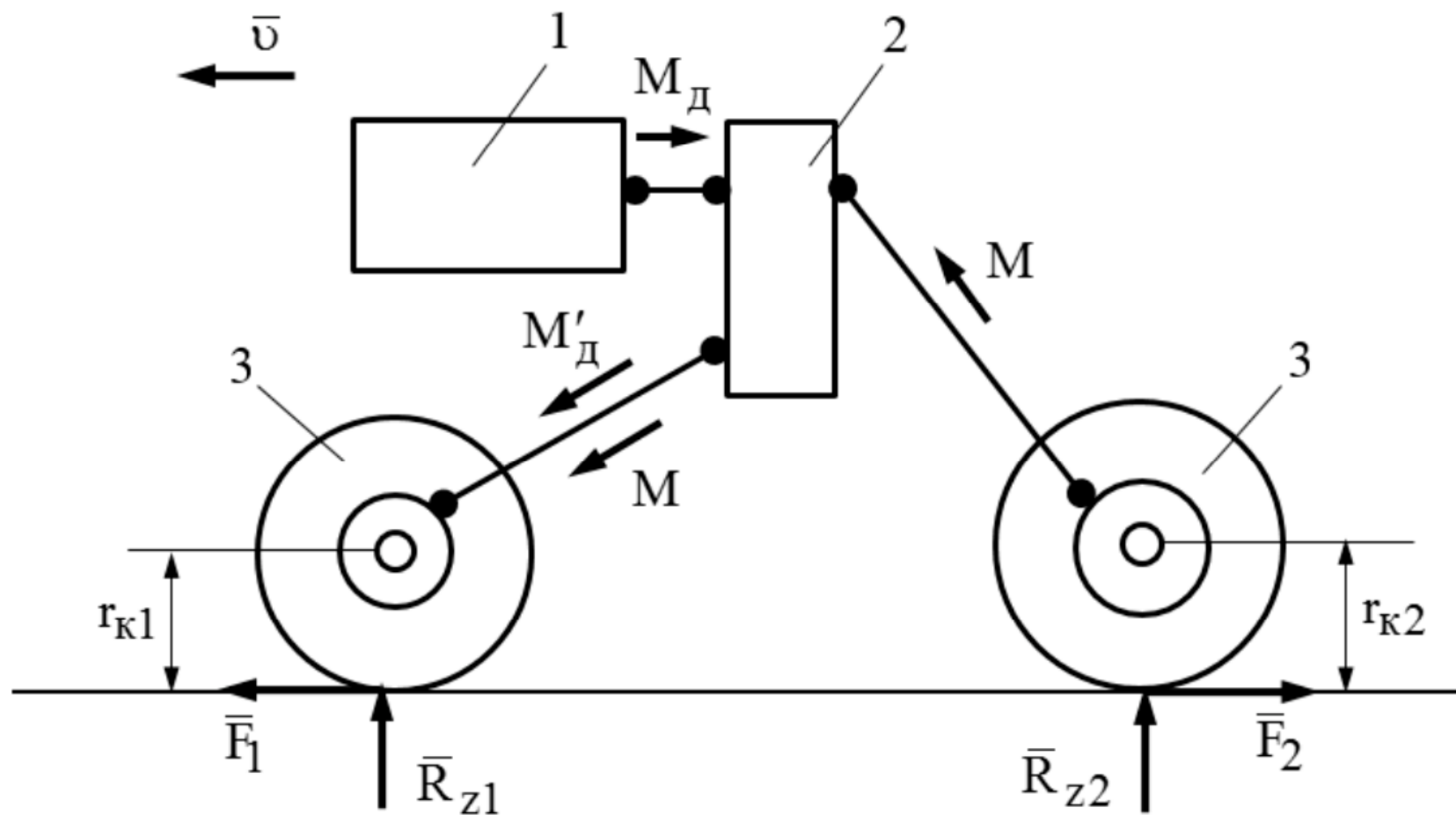


Рис. 7.8. Схема привода к ведущим колесам: 1 – двигатель; 2 – раздаточная оробка; 3 – ведущие колеса



- Радиус качения колеса и передаваемый момент связаны зависимостью

$$r_k = r_o - \lambda'_\tau \cdot F_k;$$

$$\lambda'_\tau = \lambda_\tau \cdot r_o ,$$

- где r_o – радиус качения без скольжения колеса; λ_τ – тангенциальная эластичность шины; F_k – окружная сила на колесе.

- Допустим, в силу некоторых причин (разное давление в шинах, разный протектор шин, разная нормальная нагрузка на колеса) радиусы качения без скольжения колес стали $r_{o1} > r_{o2}$. Тогда

$$r_{k1} = r_{o1} - \lambda'_{\tau 1} \cdot F_{k1}; \quad r_{k2} = r_{o2} - \lambda'_{\tau 2} \cdot F_{k2}. \quad (7.1)$$

- Суммарное сопротивление движению автомобиля

$$F_{k1} + F_{k2} = F_c .$$



- Поскольку привод заблокирован, колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью. Линейная скорость центров колес должна быть одинаковой, поэтому $r_{к1} = r_{к2}$ и

$$\begin{cases} r_{o1} - \lambda'_{\tau1} \cdot F_{к1} = r_{o2} - \lambda'_{\tau2} \cdot F_{к2}; \\ F_{к1} + F_{к2} = F_c. \end{cases} \quad (7.2)$$

- Решая систему (7.2), получим

$$F_{к1} = \frac{\lambda'_{\tau2} \cdot F_c + \Delta r}{\lambda'_{\tau1} + \lambda'_{\tau2}}; \quad F_{к2} = \frac{\lambda'_{\tau1} \cdot F_c - \Delta r}{\lambda'_{\tau1} + \lambda'_{\tau2}},$$

- где $\Delta r = r_{o1} - r_{o2}$.



- Связь радиусов качения и окружных сил колес (7.2) графически изображена на рис. 7.9. Проведем прямую параллельно оси абсцисс до пересечения с наклонными прямыми и получим точки, абсцисса которых равна соответствующим окружным силам колес. Окружная сила F_{k2} будет положительной при $r_k < r_{o2}$. Если $r_k > r_{o2}$, окружная сила F_{k2} отрицательная, т. е. является тормозной. Эта сила создает момент $M = F_{k2} r_{k2}$, который передается к передним колесам и суммируется с моментом, подведенным от двигателя.
- Таким образом, в замкнутом контуре привода все элементы, передающие крутящий момент от двигателя, нагружаются дополнительным моментом M . Появление дополнительного крутящего момента называют циркуляцией мощности.



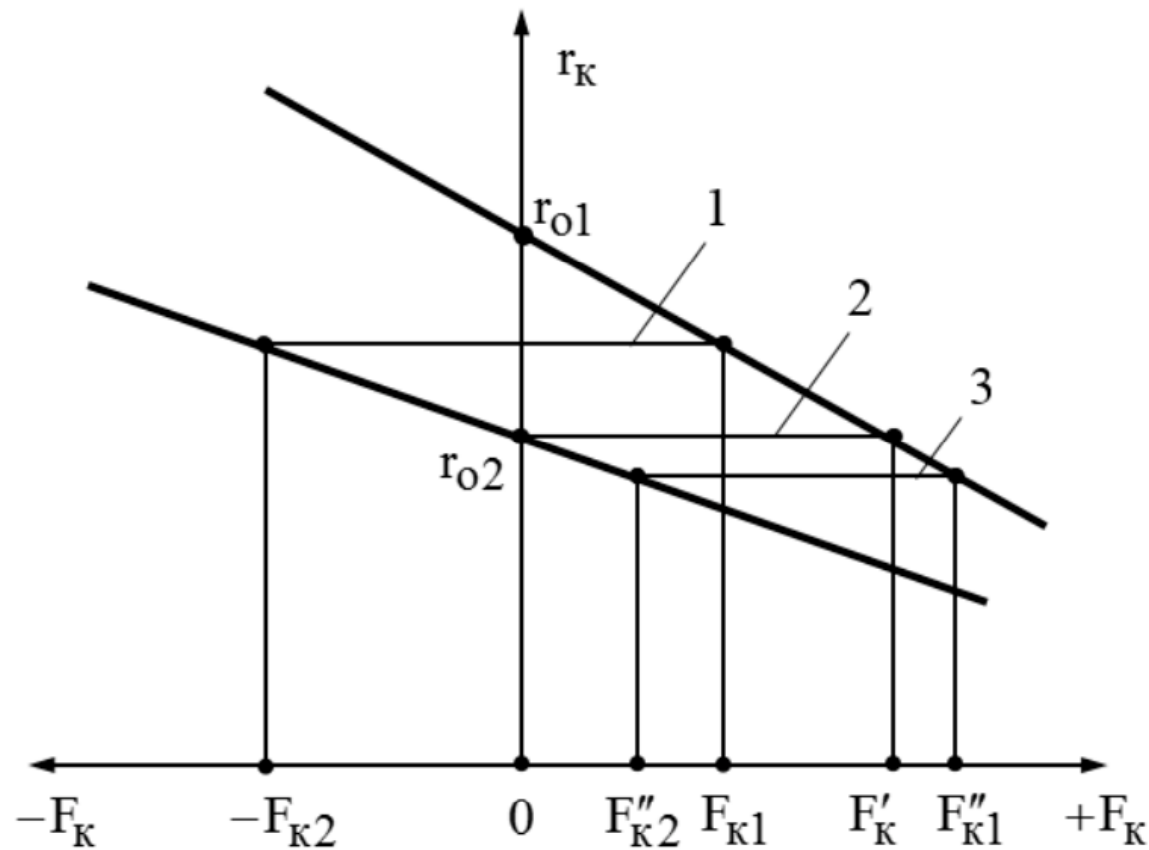


Рис. 7.9. Зависимость радиусов качения от окружающих сил колес (привод заблокирован): 1 – движение при малом сопротивлении – циркуляция мощности; 2 – граничный случай – передний мост ведущий; 3 – движение при большом сопротивлении – оба моста ведущие

- Циркуляции мощности в приводе нет (дополнительный момент $M = 0$), если $F_{к2} > 0$. При этом

$$F_c = \frac{\Delta r}{\lambda'_{\tau 1}}.$$

- Как видим, если радиусы качения колес равны, то циркуляции мощности в замкнутом приводе нет, если же разные – то произойдет следующее. Чтобы пройти одинаковый путь, колесо с большим радиусом вынуждено будет пробуксовывать, а колесо с меньшим радиусом, наоборот, идти «юзом», т. е. к нему будет подведен момент «от дороги». Были рассмотрены условия циркуляции мощности при прямолинейном движении автомобиля. Однако, как показывает практика, это явление может возникнуть и при криволинейном движении автомобиля, и при движении по неровной опорной поверхности, т. е. в том случае, когда колеса проходят разный путь, несмотря на то, что радиусы качения их одинаковы.



- Очевидно, что без знания причин возникновения циркуляции мощности в замкнутом приводе создать системы автоматического регулирования управлением движения полноприводных машин, минимизирующих это нежелательное явление, невозможно.
- Решение проблемы остается актуальным. Например, А. С. Антонов высказал мнение, что буксование колес, в результате которого происходит рассеивание энергии, снижает и даже предотвращает циркуляцию мощности, т. к. нагрузка на трансмиссию становится меньше. Он полагал, что упругие шины в некоторой степени делают то же самое.
- Следует заметить, что сам термин «циркуляция мощности» некорректен. Мощность – скалярная величина, которая не характеризуется направлением, т. к.

$$P = \bar{M} \cdot \bar{\omega},$$

- где M – вектор момента; ω – вектор угловой скорости.



- В основе исследований циркуляции мощности лежит анализ кинематических параметров движения ведущих колес полноприводной машины. Такой подход позволяет получить упрощенные в первом приближении рекомендации по предотвращению данного явления в замкнутом силовом приводе машин.
- Рассмотрим объяснение циркуляции мощности с позиции динамического состояния трансмиссии. Покажем, что она определяется статической частотной настройкой всех упругих элементов трансмиссии (предварительная закрутка упругих валов, зубьев шестерен, шин) из-за подведенного крутящего момента. На примере колебания груза на платформе (рис. 7.10) поясним, что означает термин «статическая частотная настройка системы».



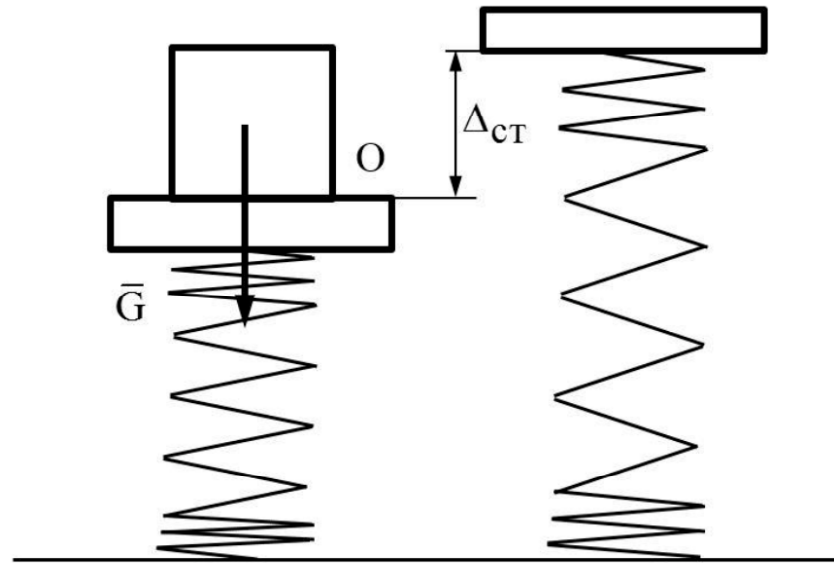


Рис. 7.10. Расчетная схема колебаний груза

- Известно, что частота собственных колебаний рассматриваемой системы

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c \cdot g}{G}},$$

- где c – жесткость пружины; m – масса груза; g – ускорение свободного падения; G – вес груза.



- Статическая деформация пружины

$$\Delta_{\text{ст}} = \frac{G}{c}.$$

- Тогда частота колебаний системы

$$k = \sqrt{\frac{g}{\Delta_{\text{ст}}}}.$$

- Изменяя статическую деформацию пружины (меняя массу груза), изменяем и частоту колебаний системы. Аналогично рассмотренному примеру можно записать частоту колебаний для i -го вала трансмиссии следующим образом:

$$k_i = \sqrt{\frac{c_y}{J}} = \sqrt{\frac{M_y}{\varphi_0 \cdot J}}, \quad (7.3)$$

- где c_y – угловая жесткость вала; J – момент инерции вала; φ_0 – статический угол упругого закручивания; M_y – упругий момент.



- Из выражения (7.3) следует, что частотная настройка вала определяется положением статического равновесия, относительно которого происходят колебания, и может изменяться, т. к. $\varphi_0 = \varphi_{\text{ар}}$ и зависит от подведенного крутящего момента.
- Уравнение энергетического баланса всей механической системы (см. рис. 7.8) запишем в следующем виде:

$$A + A_j - \Phi - U = 0, \quad (7.4)$$

- где A – работа, которая совершается активными моментами, приложенными к колесам машины; A_j – работа инерционных сил; Φ – силовая функция диссипативных сил, представляющая собой потери энергии за счет буксования, вязкого сопротивления в элементах шин и опорной поверхности; U – силовая функция упругих сил элементов трансмиссии, в том числе шин, а также опорной поверхности.
- Физическую сущность уравнения (7.4) рассмотрим с помощью динамической модели заблокированного привода полноприводной машины (рис. 7.11).



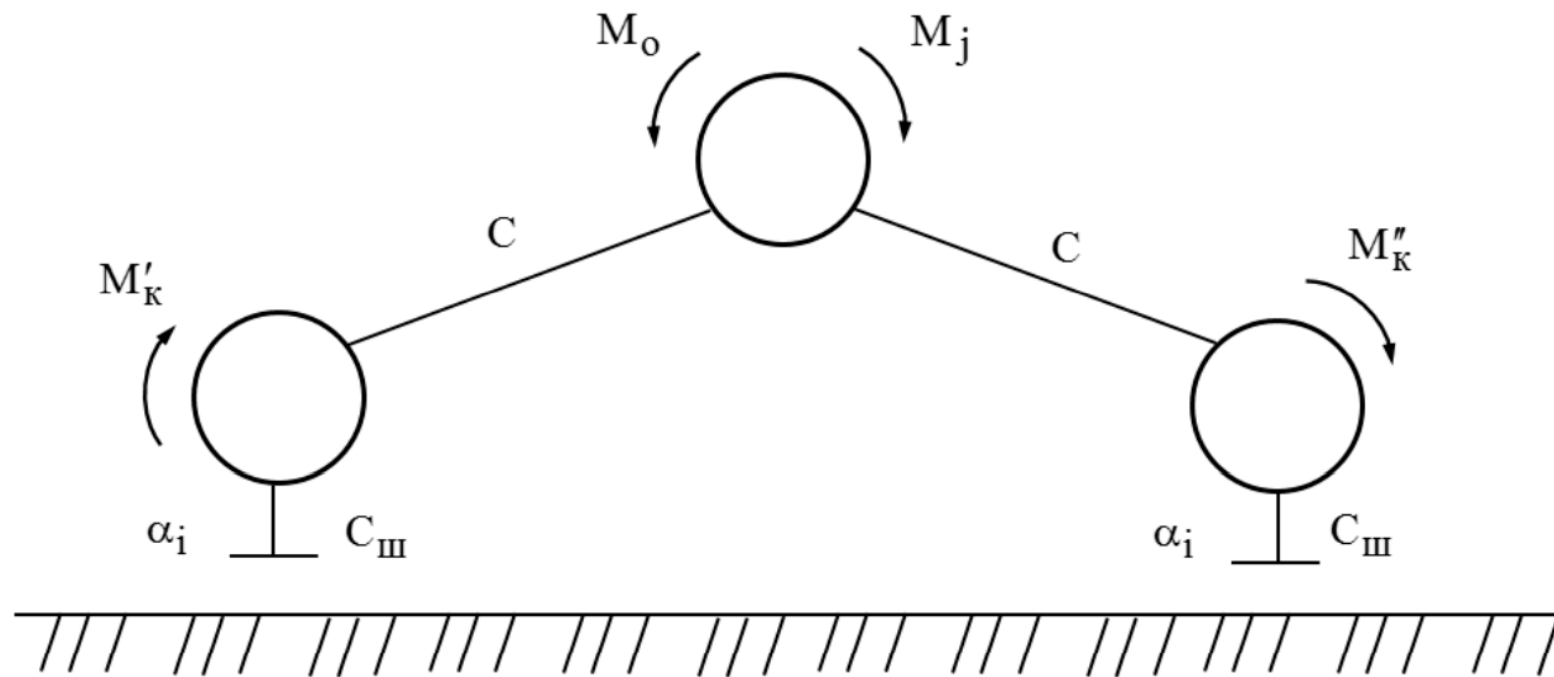


Рис. 7.11. Модель блокированного привода полноприводной колесной машины



- Очевидно, что работы A и A_j совершают моменты M_0 , M'_k и M''_k , приложенные к межколесному приводу и колесам, а также момент M_j , возникающий от сил инерции масс элементов. Силовые же функции, входящие в уравнение баланса (7.4), имеют вид:

$$U = 0,5 \sum_{i=1}^n c_i \cdot \varphi_i^2; \quad \Phi = 0,5 \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot v_{\delta i}^2,$$

- где c_i — коэффициент жесткости шин и элементов привода; α_i — коэффициент вязкого сопротивления шин и опорной поверхности; $v_{\delta i}$ — скорость относительного перемещения элементов пятна контакта шин и опорной поверхности; φ_i — угловые и линейные деформации элементов привода, шин и опорной поверхности.



- Главная составляющая уравнения баланса с точки зрения принятой концепции – силовая функция U , которая, как отмечено ранее, обуславливает циркуляцию мощности в полноприводной машине. Поэтому перестроим уравнение (7.4) относительно нее:

$$U = A + A_j - \Phi.$$

- Даже при таком формальном подходе видно, что работа активных и инерционных моментов увеличивает силовую функцию U . В то же время диссипативная функция Φ , обусловленная буксованием и другими факторами, действительно, как и предполагал А. С. Антонов, уменьшает ее.



- С другой стороны, функция

$$U = \frac{M'_k - M''_k}{2c},$$

- где c – приведенная жесткость системы.
- Функция U может быть равна нулю только при двух условиях: равных между собой активных моментах M'_k и M''_k и бесконечно большой жесткости системы. Иными словами, равенство активных моментов есть одно из условий, исключающих циркуляцию мощности. Но само оно, в свою очередь, может быть выполнено лишь за счет сцепления колес с опорной поверхностью, т. е. реализуемых касательных сил. Следовательно, если касательные силы на колесах разные, то циркуляция мощности есть, если одинаковые – ее нет.
- Как видим, речь о динамических радиусах качения колес напрямую не ведется, но концепция позволяет объяснить их влияние, взятое в отдельности.



- При чистом качении, если моменты, приложенные к колесам, не изменились, касательная сила на переднем колесе сразу же возрастает, поскольку уменьшается его динамический радиус качения. Она и обеспечивает колесу чистое качение, т. к. увеличившись, она увеличивает деформацию грунта и угловую деформацию шины, а также элементов привода. В связи с этим на величину U возрастает и силовая функция U . Кроме того, из-за возрастания касательной силы переднего колеса начинается диссипация (рассеивание) энергии на колесах задней оси, т. е. Их скольжение. В итоге циркуляция мощности повышается.
- Во втором варианте (когда переднее колесо катится с буксованием и касательная сила не реализуется в качение) силовая функция, согласно уравнению баланса (7.4), уменьшается, а следовательно, уменьшается и циркуляция мощности. Однако по мере развития скольжения за счет толкающей силы от задних колес в пятне контакта появляется «бульдозерный» эффект, и упругий момент в системе снова начинает возрастать, что приводит к росту функции U и циркуляции мощности.



- Таким образом, во всех вариантах явно просматривается одно общее свойство — колебательность. И она не случайна. Колебания, причем о многих частотными составляющими, характерны для крутящего момента двигателя и, как следствие, для касательных сил тяги. Известно также, что колебательный характер присущ и изменениям тормозной силы и момента, передаваемого карданной передачей.
- Такой колебательный характер изменения силовых факторов в итоге дает частотную «настройку» всей упругой системы, которая в каждый момент времени своя. Но очевидно, что с увеличением частоты колебаний в приводе потери, сопровождаемые циркуляцией мощности, тоже растут, а с уменьшением частоты снижаются. Не будет ошибочным утверждение, что если частота возмущающих воздействий (момент от двигателя, реализуемые колесами силы тяги) окажется близкой к настроенной частоте колебательной системы, то возможны резонанс и, как следствие, наибольшие потери мощности.



- Вышесказанное дает обобщенное представление о физической сущности циркуляции мощности и позволяет сделать важный для теории и практики вывод: задача определения условий, при которых в полноприводной машине возможна циркуляция мощности, сводится к частному анализу крутильных колебаний системы «двигатель — трансмиссия — колеса — опорная поверхность», подверженной возмущающим воздействиям, т. к. вызванные возмущающими воздействиями крутильные колебания масс трансмиссии и колес с их упругими связями и являются причиной циркуляции мощности.
- Второй немаловажный вывод вытекает из анализа силовых факторов, действующих на любую полноприводную машину. Циркуляция мощности на таких автомобилях есть всегда, причем своего максимума она достигает в двух случаях: при появлении вынужденных переменных по частоте колебаний упругой системы и при высокочастотных «срывах» контактов колес относительно опорной поверхности (автоколебания). Есть вероятность и других случаев, которые пока не известны.



- Следовательно, чтобы снизить уровень циркуляции мощности и связанные с ней потери, нужно создать такие системы автоматического управления исполнительными механизмами полноприводной машины, которые постоянно «уводили» бы систему «двигатель — трансмиссия — колеса — опорная поверхность» от зон резонансов. Сигналы управления должны вырабатываться в ней на основе измерения и анализа моментов и сил, фактически реализуемых колесами машины.



2 Практический раздел
Практические работы по дисциплине «Теория автомобиля»

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ КОЛЁСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ И ПРЯМОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Радиусы колеса

Свободный радиус (м):

$$r_c = 0,5d + H_{\text{ш}} = 0,5d + \Delta_{\text{ш}} B_{\text{ш}}. \quad (1.1)$$

Статический радиус (м):

$$r_c = 0,5d + \lambda_z H_{\text{ш}} = 0,5d + \lambda_z \Delta_{\text{ш}} B_{\text{ш}}. \quad (1.2)$$

Динамический радиус (м):

$$r_d \approx r_{\text{ст}}. \quad (1.3)$$

Радиус качения (м):

$$r_k = \frac{V}{\omega_k}; \quad (1.4)$$

$$r_k = \frac{S}{2\pi N_k}; \quad (1.5)$$

$$r_k = r_{\text{к.в}} - \lambda_T T_k; \quad (1.6)$$

$$r_k = (1,02 \dots 1,04) r_{\text{ст}}, \quad (1.7)$$

где d – посадочный диаметр шины, м; $H_{\text{ш}}$ – высота профиля шины, м; $\Delta_{\text{ш}}$ – коэффициент формы профиля шины; $B_{\text{ш}}$ – ширина профиля шины, м; λ_z – коэффициент нормальной (вертикальной) деформации шины; V – поступательная скорость колеса, м/с; ω_k – угловая скорость колеса, рад/с; S – путь, пройденный колесом, м; N_k – число оборотов колеса; $r_{\text{к.в}}$ – радиус качения ведомого колеса, м; λ_T – коэффициент тангенциальной эластичности шины, м/(Н·м); T_k – момент, действующий на колесо, Н·м: 1,02 для диагональных шин, 1,04 для радиальных шин.

2. Скорость колеса и автомобиля

Скорости колеса (м/с):

– действительная

$$V_d = \omega_k r'_k; \quad (1.8)$$

– теоретическая

$$V_T = \omega_K r_{K0}. \quad (1.9)$$

Коэффициенты

– буксования ведущего колеса

$$s_{\bar{6}} = 1 - \frac{r'_K}{r_{K0}} = 1 - \frac{r'_K}{r_{K.c}}; \quad (1.10)$$

– скольжения тормозящего колеса

$$s = 1 - \frac{r_{K0}}{r'_K} = 1 - \frac{r_{K0}}{r_{K.c}}. \quad (1.11)$$

Скорость автомобиля (м/с):

– без буксования ведущих колёс

$$V = \frac{\omega_e r_K}{u_{тр}} = \frac{0,105 n_e r_K}{u_{тр}}; \quad (1.12)$$

– при буксовании ведущих колёс

$$V = \frac{\omega_e r_{K.c} (1 - s_{\bar{6}})}{u_{тр}} = \frac{0,105 n_e r_{K.c} (1 - s_{\bar{6}})}{u_{тр}}. \quad (1.13)$$

Скорость автомобиля без буксования ведущих колёс (км/ч)

$$V_a = 3,6V = \frac{3,6 \omega_e r_K}{u_{тр}} = \frac{0,378 n_e r_K}{u_{тр}}. \quad (1.14)$$

Ускорение разгона автомобиля (м/с²)

$$a_a = \frac{\varepsilon_e r_K}{u_{тр}}, \quad (1.15)$$

где ω_e – угловая скорость колеса, рад/с; r'_K – кинематический радиус колеса, м; r_{K0} – радиус качения колеса без скольжения, м; $r_{K.c}$ – радиус качения свободного колеса, м; r_K – радиус качения ведущего колеса, м; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; n_e – частота вращения вала двигателя, об/мин; ε_e – угловое ускорение вала двигателя, рад/с².

3. Уравнения движения колеса

Уравнения силового баланса (Н):

– ведущего колеса

$$R_x = \frac{T_T}{r_d} - f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}; \quad (1.16)$$

– ведомого колеса

$$R_x = - \left(f_c R_z + \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} \right), \quad (1.17)$$

где T_T – тяговый момент, Н·м; r_d – динамический радиус колеса, м; f_c – коэффициент сопротивления качению колеса, учитывающий силовые потери; R_z – нормальная реакция опорной поверхности на колесо, Н; J_k – момент инерции колеса, кг·м²; ε_k – угловое ускорение колеса, рад/с².

4. Сопротивление качению колеса

Коэффициент сопротивления качению ведущего колеса

$$f = f_c + f_k. \quad (1.18)$$

Составляющие коэффициента сопротивления качению, характеризующие:

– силовые потери

$$f_c = \frac{a_{ш}}{r_d}; \quad (1.19)$$

– кинематические потери

$$f_k = \frac{T_T (r_d - r_k)}{R_z r_d r_k}. \quad (1.20)$$

Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости:

– для шин легковых автомобилей

$$f = f_0 + k'_f V^2; \quad (1.21)$$

– для шин грузовых автомобилей

$$f = f_0 + k''_f V, \quad (1.22)$$

где $a_{ш}$ – продольный снос нормальной реакции, м; r_d – динамический радиус колеса, м; T_T – тяговый момент колеса, Н·м; r_k – радиус качения колеса, м; R_z – нормальная реакция, Н; f_0 – коэффициент сопротивления

качению при скорости, близкой к нулю; k'_f и k''_f – коэффициенты, учитывающие влияние скорости, c^2/m^2 и c/m соответственно; V – скорость автомобиля, м/с.

5. Сцепление колеса с опорной поверхностью

Коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью

$$\varphi_x = \frac{R_{x\varphi}}{R_z}, \quad (1.23)$$

где $R_{x\varphi}$ – продольная сила сцепления колеса с опорной поверхностью, Н; R_z – нормальная реакция на колесо со стороны опорной поверхности, Н.

6. Внешние силы, действующие на автомобиль

Сила тяжести автомобиля (Н)

$$G_a = m_a g. \quad (1.24)$$

Сила сопротивления качению (Н)

$$F_f = f_{cp} G_a \cos \alpha = f_{cp} m_a g \cos \alpha. \quad (1.25)$$

Сила сопротивления подъёму или скатывающая сила (Н)

$$F_i = G_a \sin \alpha = m_a g \sin \alpha \approx m_a g i. \quad (1.26)$$

Сила сопротивления дороги (Н)

$$F_\psi = \psi G_a = \psi m_a g. \quad (1.27)$$

Коэффициент сопротивления дороги

$$\psi = f_{cp} \cos \alpha \pm \sin \alpha \approx f_{cp} \pm i. \quad (1.28)$$

Сила сопротивления воздуха (Н)

$$F_B = 0,5 c_x \rho_B A_B V_w^2 = k_B A_B V_w^2 = W V_w^2. \quad (1.29)$$

Сила сопротивления поступательному разгону (Н)

$$F_{ax} = -m_a a_a, \quad (1.30)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; f_{cp} – осреднённый коэффициент сопротивления качению; α – угол продольного уклона дороги, рад или град; i – продольный уклон дороги; c_x – коэффициент обтекаемости; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³; A_B – пло-

щадь миделя, м^2 ; V_w – скорость движения автомобиля относительно воздушной среды, м/с ; k_b – коэффициент сопротивления воздуха, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; W – фактор обтекаемости автомобиля, $\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$; a_a – ускорение поступательного разгона автомобиля, м/с^2 .

7. Внутренние силы и моменты автомобиля

Скоростные характеристики двигателя

Эффективная стендовая мощность двигателя (кВт)

$$P_e^c = \frac{T_e^c \omega_e}{1000} = \frac{T_e^c n_e}{9550}. \quad (1.31)$$

Коэффициенты приспособляемости двигателя:

– по крутящему моменту

$$k_T = \frac{T_{e\max}^c}{T_{eP}^c}; \quad (1.32)$$

– по угловой скорости (частоте вращения) вала

$$k_\omega = \frac{\omega_{eP}}{\omega_{eT}} = \frac{n_{eP}}{n_{eT}}. \quad (1.33)$$

Аналитическое описание внешней скоростной характеристики двигателя:

– зависимость мощности от угловой скорости вала двигателя (кВт)

$$P_e = P_{e\max} \left[a \left(\frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^3 \right]; \quad (1.34)$$

– зависимость крутящего момента от угловой скорости вала двигателя (Н·м)

$$T_e = T_{eP} \left[a + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right) - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_{eP}} \right)^2 \right]. \quad (1.35)$$

Коэффициенты в уравнениях мощности и крутящего момента двигателя

$$a = \frac{k_T k_\omega (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad (1.36)$$

$$b = -\frac{2k_\omega (k_T - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}; \quad (1.37)$$

$$c = -\frac{k_\omega^2 (k_T - 1)}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}. \quad (1.38)$$

Действительные (подкапотные) значения:
– мощности (кВт)

$$P_e = k_c P_e^c; \quad (1.39)$$

– крутящего момента (Н·м)

$$T_e = k_c T_e^c, \quad (1.40)$$

где T_e^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; ω_e – угловая скорость вала двигателя, рад/с; n_e – частота вращения вала двигателя, об/мин; $T_{e\max}^c$ – максимальный эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; T_{eP}^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя при максимальной мощности, Н·м; ω_{eP} (n_{eP}) – угловая скорость (частота вращения) вала двигателя при максимальной мощности, рад/с (об/мин); ω_{eT} (n_{eT}) – угловая скорость (частота вращения) вала двигателя при максимальном крутящем моменте, рад/с (об/мин); P_e , T_e , ω_e – текущие значения мощности, крутящего момента и угловой скорости вала двигателя, кВт, Н·м, рад/с соответственно; $P_{e\max}$ – максимальная мощность, кВт; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя.

Характеристики механической трансмиссии
Мощность, теряемая в трансмиссии (кВт),

$$P_{тр} = k_c P_e^c (1 - \eta_n) + \frac{F_{тр0} V + k_{тр} V^2}{1000}. \quad (1.41)$$

Коэффициент, учитывающий потери на трение,

$$\eta_n = 0,98^k 0,97^l 0,995^m. \quad (1.42)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) трансмиссии

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{н}} - \frac{F_{\text{тр}0}V + k_{\text{тр}}V^2}{1000 k_{\text{с}} P_e^c}, \quad (1.43)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; P_e^c – эффективная стендовая мощность двигателя, кВт; $F_{\text{тр}0}$ – сила сопротивления в трансмиссии при скорости, близкой к нулю, Н; V – скорость автомобиля, м/с; $k_{\text{тр}}$ – коэффициент, характеризующий скоростные потери в трансмиссии, Н·с/м; 0,98 – КПД цилиндрической зубчатой пары; 0,97 – КПД конической зубчатой пары; 0,995 – КПД карданного шарнира; k, l, m – число цилиндрических и конических зубчатых пар, карданных шарниров в механизмах трансмиссии соответственно.

Тяговые характеристики ведущих колёс

Тяговая мощность на ведущих колёсах (кВт)

$$P_{\text{т}} = \left[k_{\text{с}} P_e^c - \frac{(\gamma_e k_{\text{с}} T_e^c + J_e) \varepsilon_e \omega_e}{1000} \right] \eta_{\text{тр}}. \quad (1.44)$$

Тяговый момент ведущих колёс (Н·м)

$$T_{\text{т}} = k_{\text{с}} T_e^c \left(1 - \gamma_e \varepsilon_e - \frac{J_e \varepsilon_e}{k_{\text{с}} T_e^c} \right) u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}. \quad (1.45)$$

Тяговая сила на ведущих колёсах (Н):

– по крутящему моменту двигателя

$$F_{\text{т}} = \frac{k_{\text{с}} T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} - \frac{(\gamma_e k_{\text{с}} T_e^c + J_e) \varepsilon_e u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}}; \quad (1.46)$$

– по сцеплению с опорной поверхностью

$$F_{\text{тф}} = (\varphi_x + f_{\text{с}}) \sum R_{\text{звщ}} + \frac{\sum J_{\text{к.вщ}} \varepsilon_{\text{к}}}{r_{\text{д}}}, \quad (1.47)$$

где $k_{\text{с}}$ – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; P_e^c – эффективная стендовая мощность двигателя, кВт; γ_e – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя, с²/рад; T_e^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; J_e – момент инерции вращающихся частей двигателя, кг·м²; ε_e – угловое ускорение вала двигателя, рад/с²; ω_e – угловая скорость вала двигателя, рад/с; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД транс-

миссии; $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колёс, м; φ_x – коэффициент продольного сцепления; f_c – силовой коэффициент сопротивления качению; $\sum R_{\text{звщ}}$ – суммарная нормальная реакция на все ведущие колёса, Н; $\sum J_{\text{к.вщ}}$ – суммарный момент инерции всех ведущих колёс, кг·м²; $\varepsilon_{\text{к}}$ – угловое ускорение ведущих колёс, рад/с².

8. Силы и моменты, действующие на автомобиль при прямолинейном движении

Сопротивление разгону автомобиля:

– сила сопротивления разгону (Н)

$$F_a = \delta m_a a_a; \quad (1.48)$$

– коэффициент учёта вращающихся масс

$$\delta = 1 + \frac{(\gamma_e k_c T_e^c + J_e) u_{\text{тр}}^2 \eta_{\text{тр}}}{m_a r_{\text{д}} r_{\text{к}}} + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a r_{\text{д}} r_{\text{к}}} = 1 + \sigma_1 u_{\text{к}}^2 u_{\text{д}}^2 + \sigma_2, \quad (1.49)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \frac{(\gamma_e k_c T_e^c + J_e) u_0^2 \eta_{\text{тр}}}{m_a r_{\text{д}} r_{\text{к}}}; \quad \sigma_2 = \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_a r_{\text{д}} r_{\text{к}}}.$$

Уравнение прямолинейного движения автомобиля (Н):

– в общем виде

$$F_{\text{т0}} - F_{\psi} - F_{\text{в}} - F_a - F_{\text{сх}} = 0; \quad (1.50)$$

– в развёрнутом виде

$$\frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} - \psi m_a g - W V_w^2 - \delta m_a a_a - F_{\text{сх}} = 0. \quad (1.51)$$

Условия возможности движения автомобиля (Н)

$$\psi m_a g + W V_w^2 + F_{\text{сх}} \leq \frac{k_c T_e^c u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{д}}} \leq (\varphi_x + f_c) \sum R_{\text{звщ}}, \quad (1.52)$$

где m_a – масса автомобиля, кг; a_a – ускорение разгона автомобиля, м/с²; γ_e – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя, с²/рад; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; T_e^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; J_e – момент инерции вращающихся частей двигателя, кг·м²; $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии; $u_{\text{к}}$, $u_{\text{д}}$, u_0 – передаточные числа коробки передач, до-

полнительной передачи, главной передачи соответственно; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колёс, м; $r_{\text{к}}$ – радиус качения ведущих колёс, м; $\sum J_{\text{к}}$ – суммарный момент инерции всех колёс, кг·м²; $F_{\text{т0}}$ – полная тяговая сила на ведущих колёсах, Н; F_{ψ} – сила сопротивления дороги, Н; $F_{\text{в}}$ – сила сопротивления воздуха, Н; $F_{\text{сх}}$ – сила сопротивления прицепа, Н; ψ – коэффициент сопротивления дороги; g – ускорение свободного падения, м/с²; W – фактор обтекаемости автомобиля, Н·с²/м²; V_{w} – скорость движения автомобиля относительно воздушной среды, м/с; φ_{x} – коэффициент продольного сцепления; $f_{\text{с}}$ – коэффициент сопротивления качению, учитывающий силовые потери; $\sum R_{\text{звщ}}$ – суммарная нормальная реакция на ведущие колёса, Н.

9. Нормальные реакции опорной поверхности

Динамические нормальные реакции, действующие на колёса (Н):
– передней оси

$$\sum R_{z1} = \frac{G_{\text{н}}b - \sum T_f - (F_i + F_{ax})h_g - F_{\text{в}}h_{\text{в}} - F_{\text{wz}}b_{\text{w}} - T_{\text{wy}} - F_{\text{сх}}h_{\text{с}} - F_{\text{сз}}b_{\text{с}}}{L}; \quad (1.53)$$

– задней оси

$$\sum R_{z2} = \frac{G_{\text{н}}a + \sum T_f + (F_i + F_{ax})h_g + F_{\text{в}}h_{\text{в}} - F_{\text{wz}}a_{\text{w}} + T_{\text{wy}} + F_{\text{сх}}h_{\text{с}} + F_{\text{сз}}(L + b_{\text{с}})}{L}. \quad (1.54)$$

Статические нормальные реакции, действующие на колёса (Н):
– передней оси

$$\sum R_{z1}^{\text{ст}} = G_{a1} = \frac{G_{\text{а}}b}{L}; \quad (1.55)$$

– задней оси

$$\sum R_{z2}^{\text{ст}} = G_{a2} = \frac{G_{\text{а}}a}{L}. \quad (1.56)$$

Коэффициенты изменения нормальных реакций, действующих на колёса:

– передней оси

$$m_{R1} = \frac{\sum R_{z1}}{\sum R_{z1}^{cr}} = \frac{\sum R_{z1}}{G_{a1}}; \quad (1.57)$$

– задней оси

$$m_{R2} = \frac{\sum R_{z2}}{\sum R_{z2}^{cr}} = \frac{\sum R_{z2}}{G_{a2}}, \quad (1.58)$$

где G_H – нормальная составляющая силы тяжести, Н; $\sum T_f$ – суммарный момент сопротивления качению всех колёс, Н·м; F_i – сила сопротивления подъёму, Н; F_{ax} – сила сопротивления поступательному разгону, Н; h_g – высота расположения центра масс, м; F_b – сила сопротивления воздуха, Н; h_b – высота расположения центра парусности, м; F_{wz} – подъёмная аэродинамическая сила, Н; b_w – расстояние от центра парусности до задней оси, м; T_{wy} – аэродинамический опрокидывающий момент, Н·м; F_{cx} – сила сопротивления прицепа, Н; h_c – высота расположения сцепного устройства, м; F_{cz} – нормальная составляющая силы в сцепном устройстве, Н; b_c – расстояние от сцепного устройства до задней оси, м; L – база автомобиля, м; a – расстояние от центра масс до передней оси, м; a_w – расстояние от центра парусности до передней оси, м; G_{a1} и G_{a2} – нормальные нагрузки на передние и задние колёса автомобиля, неподвижно стоящего на горизонтальной опорной поверхности дороги, Н.

Примеры решения типовых задач

Пример 1.1. Определить динамический радиус колеса с шиной 1600×600 – 685. Коэффициент нормальной деформации шины 0,84.

Дано: $D_H = 1600$ мм; $B_{ш} = 600$ мм; $d = 685$ мм; $\lambda_z = 0,84$.

Определить: r_d .

Решение: Высота профиля шины

$$H_{ш} = \frac{D_H - d}{2} = \frac{1600 - 685}{2} = 457,5 \text{ мм} = 0,4575 \text{ м.}$$

Статический радиус колеса

$$r_{ст} = 0,5d + \lambda_z H_{ш} = 0,5 \cdot 0,685 + 0,84 \cdot 0,4575 = 0,726 \text{ м.}$$

Динамический радиус колеса

$$r_d = r_{ст} = 0,726 \text{ м.}$$

Ответ: $r_d = 0,726 \text{ м.}$

Пример 1.2. Грузовой автомобиль движется по участку дороги длиной 3 км со скоростью 36 км/ч на третьей передаче в коробке передач. Передаточные числа: коробки передач 2,61, главной передачи 6,87; радиус качения ведущих колёс 0,45 м. Определить число оборотов и частоту вращения вала двигателя.

Дано: $S = 3 \text{ км}; V_a = 36 \text{ км/ч}; u_{кш} = 2,61; u_0 = 6,87; r_k = 0,45 \text{ м.}$

Определить: $N_e; n_e.$

Решение: Число оборотов:

– ведущих колёс

$$N_k = \frac{S}{2\pi r_k} = \frac{3 \cdot 1000}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,45} = 1061,6 \text{ об.};$$

– вала двигателя

$$N_e = N_k u_{кш} u_0 = 1061,6 \cdot 2,61 \cdot 6,87 = 19035 \text{ об.}$$

Время движения автомобиля по участку дороги

$$t = \frac{S}{V_a} = \frac{3}{36} = \frac{1}{12} \text{ ч} = \frac{60}{12} = 5 \text{ мин.}$$

Частота вращения вала двигателя

$$n_e = \frac{N_e}{t} = \frac{19035}{5} = 3807 \text{ об/мин.}$$

Ответ: $N_e = 19035 \text{ об.}; n_e = 3807 \text{ об/мин.}$

Пример 1.3. Ведущее колесо катится по твёрдой опорной поверхности. Масса автомобиля, приходящаяся на колесо, 335 кг; продольный снос нормальной реакции 3,86 мм; момент инерции колеса 0,734 кг·м²; статический радиус колеса 0,257 м; радиус качения на 4% больше статического радиуса. Определить величину тягового момента, необходимого для разгона колеса с ускорением 2 м/с².

Дано: $m_k = 335 \text{ кг}; a_{ш} = 3,86 \text{ мм}; J_k = 0,734 \text{ кг·м}^2; r_{ст} = 0,257 \text{ м}; r_k = 1,04 r_{ст}; a_a = 2 \text{ м/с}^2.$

Определить: $T_t.$

Решение: Нормальная нагрузка колеса

$$F_z = m_k g = 335 \cdot 9,81 = 3286 \text{ Н.}$$

Нормальная реакция на колесо

$$R_z = F_z = 3286 \text{ Н.}$$

Радиусы колеса:

– динамический

$$r_d = r_{ст} = 0,257 \text{ м;}$$

– качения

$$r_k = 1,04 r_{ст} = 1,04 \cdot 0,257 = 0,267 \text{ м.}$$

Силовая составляющая коэффициента сопротивления качению

$$f_c = \frac{a_{ш}}{r_d} = \frac{3,86}{257} = 0,015.$$

Угловое ускорение колеса

$$\varepsilon_k = \frac{a_a}{r_k} = \frac{2}{0,267} = 7,49 \text{ рад/с}^2.$$

Условие работы колеса в ведущем режиме

$$R_x = \frac{T_T}{r_d} - f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} > 0,$$

откуда $T_T > f_c r_d R_z + J_k \varepsilon_k = 0,015 \cdot 0,257 \cdot 3286 + 0,734 \cdot 7,49 > 18,17 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Ответ: T_T больше 18,17 Н·м.

2. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Силовой (тяговый) баланс автомобиля

Уравнение силового баланса (Н):

– в общем виде

$$F_T = F_f + F_i + F_B + F_a + F_{cx} = F_\psi + F_B + F_a + F_{cx}; \quad (2.1)$$

– в развёрнутом виде при отсутствии буксования ведущих колёс

$$\begin{aligned} \frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} &= f G_a \cos \alpha + G_a \sin \alpha + W V^2 + \delta m_a a_a + F_{cx} = \\ &= \psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a + F_{cx}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

где F_T – тяговая сила на ведущих колёсах, Н; F_f – сила сопротивления качению, Н; F_i – сила сопротивления подъёму, Н; F_ψ – сила сопротивления дороги, Н; F_B – сила сопротивления воздуха, Н; F_a – сила сопротивления разгону, Н; F_{cx} – продольная сила в сцепном устройстве, Н; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; T_e^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; r_d – динамический радиус ведущих колёс, м; f – коэффициент сопротивления качению; G_a – вес автомобиля, Н; α – угол продольного уклона дороги, рад или град; W – фактор обтекаемости автомобиля, Н·с²/м²; V – скорость автомобиля, м/с; δ – коэффициент учёта вращающихся масс; m_a – масса автомобиля, кг; a_a – ускорение разгона автомобиля, м/с².

2. Мощностной баланс автомобиля

Уравнение мощностного баланса (кВт):

– в общем виде

$$P_T = P_f + P_i + P_B + P_a + P_{cx} = P_\psi + P_B + P_a + P_{cx}; \quad (2.3)$$

– в развёрнутом виде

$$\begin{aligned} k_c P_e^c \eta_{тр} (1 - s_0) &= \frac{f G_a V \cos \alpha + G_a V \sin \alpha + W V^3 + \delta m_a a_a V + F_{cx} V}{1000} = \\ &= \frac{\psi G_a V \cos \alpha + G_a V \sin \alpha + W V^3 + \delta m_a a_a V + F_{cx} V}{1000}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

где P_e^c – эффективная стендовая мощность двигателя, кВт; s_6 – коэффициент буксования ведущих колёс.

3. Динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор автомобиля:

– в общем виде

$$D = \frac{F_{св}}{G_a} = \frac{F_T - F_B}{G_a}; \quad (2.5)$$

– в развёрнутом виде

$$D = \frac{\frac{k_c T_e^c u_{тр} \eta_{тр}}{r_d} - WV^2}{m_a g}. \quad (2.6)$$

Динамический фактор по сцеплению:

– в общем виде

$$D_\phi = \frac{F_{т\phi}}{G_a}; \quad (2.7)$$

– в развёрнутом виде при $f \ll \phi_x$

$$D_\phi = \frac{\phi_x \sum R_{zвщ}}{G_a} = \phi_x k_{сц}; \quad (2.8)$$

– коэффициент сцепного веса

$$k_{сц} = \frac{\sum R_{zвщ}}{G_a}. \quad (2.9)$$

Уравнение силового баланса в безразмерном виде

$$D = \psi + \frac{\delta a_a}{g}, \quad (2.10)$$

где $F_{св}$ – свободная тяговая сила, Н; $F_{т\phi}$ – тяговая сила по сцеплению колёс с дорогой, Н; ϕ_x – коэффициент продольного сцепления; $\sum R_{zвщ}$ – суммарная нормальная реакция на ведущие колёса, Н; g – ускорение свободного падения, м/с².

4. Ускорения автомобиля при разгоне (м/с²)

$$a_a = \frac{(D - \psi)g}{\delta}, \quad (2.11)$$

где D – динамический фактор автомобиля; ψ – коэффициент сопротивления дороги; g – ускорение свободного падения, м/с²; δ – коэффициент учёта вращающихся масс.

5. Время разгона автомобиля

Время разгона (с):

– в i -м интервале изменения скорости

$$\Delta t_i = \frac{\Delta V_i}{a_{a\text{ср}}} = \frac{2(V_i - V_{i-1})}{a_{a(i-1)} + a_{ai}}; \quad (2.12)$$

– на j -й передаче

$$t_j = \sum_{i=1}^n \Delta t_i; \quad (2.13)$$

– общее от минимальной $V_{\min}$ до максимальной $V_{\max}$ скорости

$$t = \sum_{j=1}^m t_j = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \Delta t_i + \sum_{j=1}^{m-1} t_{\text{п}}. \quad (2.14)$$

Потеря скорости за время переключения передач

$$\Delta V_{\text{п}} = \frac{(\psi G_a + W V^2 + F_{\text{тр}}) t_{\text{п}}}{\delta_{\text{п}} m_a}, \quad (2.15)$$

где ΔV_i – i -й интервал скоростей, м/с; $a_{a\text{ср}}$ – среднее ускорение в i -м интервале скоростей, м/с²; V_{i-1} и V_i – скорости в начале и конце i -го интервала, м/с; $a_{a(i-1)}$ и a_{ai} – ускорения в начале и конце i -го интервала, м/с²; n – число интервалов скоростей на j -й передаче; m – число передач в коробке передач; $t_{\text{п}}$ – время переключения с одной передачи на другую, с; ψ – коэффициент сопротивления дороги; G_a – вес автомобиля, Н; W – фактор обтекаемости, Н·с²/м²; V – скорость автомобиля, м/с; $F_{\text{тр}}$ – сила сопротивления трансмиссии, Н; $\delta_{\text{п}} = 1,05$ – коэффициент учёта вращающихся масс при переключении передач; m_a – масса автомобиля, кг.

6. Путь разгона автомобиля

Путь разгона (м):

– в i -м интервале изменения скорости

$$\Delta S_i = V_{\text{icp}} \Delta t_i = \frac{(V_{i-1} + V_i)(t_i - t_{i-1})}{2}; \quad (2.16)$$

– на j -й передаче

$$S_j = \sum_{i=1}^n \Delta S_i; \quad (2.17)$$

– общий от минимальной $V_{\min}$ до максимальной $V_{\max}$ скорости

$$S = \sum_{j=1}^m S_j = \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \Delta S_i + \sum_{j=1}^{m-1} S_{\text{п}j}. \quad (2.18)$$

Путь, пройденный автомобилем при переключении с j -й на $(j + 1)$ -ю передачу,

$$S_{\text{п}j} = (V_{j \max} - 0,5 \Delta V_{\text{п}}) t_{\text{п}}, \quad (2.19)$$

где V_{icp} – средняя скорость в i -м интервале, м/с; t_{i-1} и t_i – время разгона в начале и конце i -го интервала, с; n – число интервалов скоростей на j -й передаче; m – число передач в коробке передач; $V_{j \max}$ – максимальная скорость при разгоне на j -й передаче.

Примеры решения типовых задач

Пример 2.1. Грузовой автомобиль полной массой 15300 кг движется при скорости 36 км/ч с ускорением 0,2 м/с² по дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,01. Коэффициент обтекаемости 0,78; плотность воздуха 1,225 кг/м³; площадь миделя 4,5 м²; коэффициент учёта вращающихся масс 1,056. Определить подъём, который может преодолеть автомобиль при подведении к ведущим колёсам тяговой силы, равной 7,95 кН.

Дано: $m_a = 15300$ кг; $V_a = 36$ км/ч; $a_a = 0,2$ м/с²; $c_x = 0,78$; $\rho_v = 1,225$ кг/м³; $A_v = 4,5$ м²; $\delta = 1,056$; $F_T = 7,95$ кН.

Определить: i %.

Решение: Силы, действующие на автомобиль:

– сила сопротивления воздуха

$$F_B = 0,5c_x \rho_B A_B V^2 = 0,5 \cdot 0,78 \cdot 1,225 \cdot 4,5 \cdot \left(\frac{36}{3,6}\right)^2 = 215 \text{ Н};$$

– сила сопротивления разгону

$$F_a = \delta m_a a_a = 1,056 \cdot 15300 \cdot 0,2 = 3231 \text{ Н}.$$

Параметры, характеризующие сопротивление дороги:

– сила сопротивления дороги из уравнения силового баланса

$$F_\psi = F_T - F_B - F_a = 7950 - 215 - 3231 = 4504 \text{ Н};$$

– коэффициент сопротивления дороги

$$\psi = \frac{F_\psi}{m_a g} = \frac{4504}{15300 \cdot 9,81} = 0,03.$$

Подъём

$$i = \psi - f = 0,03 - 0,01 = 0,02 = 2\%.$$

Ответ: $i = 2\%$.

Пример 2.2. Прицепной автопоезд движется с установившейся скоростью 72 км/ч на горизонтальном участке дороги с коэффициентом сопротивления качению 0,015. Двигатель развивает мощность 119 кВт; КПД трансмиссии 0,85; фактор обтекаемости 4,9 Н·с²/м²; масса автомобиля-тягача 15 т. Определить массу прицепа.

Дано: $V_a = 72 \text{ км/ч} = \text{const}$; $\alpha = 0$; $f = 0,015$; $P_e = 119 \text{ кВт}$; $\eta_{\text{тр}} = 0,85$; $W = 4,9 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $m_T = 15 \text{ т}$.

Определить: $m_{\text{пр}}$.

Решение: Составляющие мощностного баланса автопоезда:

– тяговая мощность

$$P_T = P_e \eta_{\text{тр}} = 119 \cdot 0,85 = 101,15 \text{ кВт};$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления подъёму, при $\alpha = 0$

$$P_i = \frac{m_{\text{ап}} g V \sin \alpha}{1000} = 0 \text{ кВт};$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$P_{\text{в}} = \frac{WV^3}{1000} = \frac{4,9}{1000} \left(\frac{72}{3,6} \right)^3 = 39,2 \text{ кВт};$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, при $V_{\text{а}} = \text{const}$ и $a_{\text{а}} = 0$

$$P_{\text{а}} = \frac{\delta m_{\text{ап}} a_{\text{а}} V}{1000} = 0 \text{ кВт};$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, из уравнения мощностного баланса

$$P_f = P_{\text{т}} - P_i - P_{\text{в}} - P_{\text{а}} = 101,15 - 39,2 = 61,95 \text{ кВт}.$$

Массы:

– из формулы мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления качению, $P_f = fG_{\text{ап}} V = fm_{\text{ап}} gV$ масса автопоезда

$$m_{\text{ап}} = \frac{P_f}{fgV} = \frac{61,95 \cdot 3,6}{0,015 \cdot 9,81 \cdot 72} = 21 \text{ т};$$

– из выражения $m_{\text{ап}} = m_{\text{т}} + m_{\text{пр}}$ масса прицепа

$$m_{\text{пр}} = m_{\text{ап}} - m_{\text{т}} = 21 - 15 = 6 \text{ т}.$$

Ответ: $m_{\text{пр}} = 6 \text{ т}$.

Пример 2.3. Грузовой автомобиль, имеющий полную массу 16 т, движется равномерно на прямой передаче в коробке передач со скоростью 90 км/ч по горизонтальной дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,025. Чему будет равен динамический фактор автомобиля, если водитель включит третью передачу в коробке передач. Фактор обтекаемости автомобиля составляет $4,5 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; передаточное число третьей передачи 1,48. Режим работы двигателя на передачах остаётся неизменным.

Дано: $m_{\text{а}} = 16 \text{ т}$; $V_{\text{а.п}} = 90 \text{ км/ч} = \text{const}$; $f = 0,025$; $W = 4,9 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $u_{\text{кIII}} = 1,48$; $T_{\text{еп}} = T_{\text{еIII}}$; $n_{\text{еп}} = n_{\text{еIII}}$.

Определить: D_{III} .

Решение: Силы, действующие на автомобиль при движении на прямой передаче:

– сила сопротивления качению

$$F_f = fG_{\text{а}} = fm_{\text{а}} g = 0,025 \cdot 16000 \cdot 9,81 = 3924 \text{ Н};$$

– сила сопротивления воздуха

$$F_{\text{в.п}} = WV_{\text{п}}^2 = 4,5 \left(\frac{90}{3,6} \right)^2 = 2813 \text{ Н};$$

– сила сопротивления разгону при $V_{\text{а.п}} = \text{const}$ и $a_{\text{а}} = 0$

$$F_{\text{а}} = \delta m_{\text{а}} a_{\text{а}} = 0 \text{ Н};$$

– тяговая сила на ведущих колёсах из уравнения силового баланса

$$F_{\text{т.п}} = F_{\text{ф}} + F_{\text{в.п}} + F_{\text{а}} = 3924 + 2813 + 0 = 6737 \text{ Н}.$$

Параметры автомобиля при движении на третьей передаче:

– КПД трансмиссии при передаче крутящего момента через две пары цилиндрических шестерён

$$\eta_{\text{трIII}} = 0,98^2 \eta_{\text{тр.п}} = 0,96 \eta_{\text{тр.п}};$$

– тяговая сила на ведущих колёсах

$$F_{\text{т.п}} = \frac{T_{\text{еп}} u_{\text{к.п}} u_0 \eta_{\text{тр.п}}}{r_{\text{д}}}; \quad F_{\text{тIII}} = \frac{T_{\text{еIII}} u_{\text{кIII}} u_0 \eta_{\text{трIII}}}{r_{\text{д}}},$$

откуда при $T_{\text{еп}} = T_{\text{еIII}}$

$$F_{\text{тIII}} = \frac{F_{\text{т.п}} u_{\text{кIII}} \eta_{\text{трIII}}}{u_{\text{к.п}} \eta_{\text{тр.п}}} = 6737 \cdot 1,48 \cdot 0,96 = 9572 \text{ Н};$$

– скорость автомобиля

$$V_{\text{а.п}} = \frac{0,105 n_{\text{еп}} r_{\text{к}}}{u_{\text{к.п}} u_0}; \quad V_{\text{аIII}} = \frac{0,105 n_{\text{еIII}} r_{\text{к}}}{u_{\text{кIII}} u_0}$$

откуда при $n_{\text{еп}} = n_{\text{еIII}}$

$$V_{\text{аIII}} = \frac{V_{\text{а.п}} u_{\text{к.п}}}{u_{\text{кIII}}} = \frac{90}{1,48} = 60,8 \text{ км/ч};$$

– сила сопротивления воздуха

$$F_{\text{вIII}} = WV_{\text{III}}^2 = 4,5 \left(\frac{60,8}{3,6} \right)^2 = 1284 \text{ Н};$$

– динамический фактор

$$D_{\text{III}} = \frac{F_{\text{тIII}} - F_{\text{бIII}}}{G_{\text{a}}} = \frac{9572 - 1284}{16000 \cdot 9,81} = 0,053 .$$

Ответ: $D_{\text{III}} = 0,053 .$

3. ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Топливная экономичность двигателя

Удельный расход топлива [г/(кВт·ч)]:

– удельный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике двигателя

$$g_e = \frac{1000 G_T}{P_e}; \quad (3.1)$$

– удельный расход топлива на частичных скоростных характеристиках двигателя

$$g_d = \frac{1000 G_T}{P_d}. \quad (3.2)$$

Определение удельного расхода топлива по приближённой аналитической методике [г/(кВт·ч)]

$$g_d = g_{eP} k_E k_{II}; \quad (3.3)$$

– удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности

$$g_{eP} = (1,05 \dots 1,15) g_{e \min}; \quad (3.4)$$

– коэффициент, учитывающий степень использования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя для всех типов двигателей

$$k_E = 1,25 - 0,99 E + 0,98 E^2 - 0,24 E^3; \quad (3.5)$$

– коэффициент, учитывающий степень использования мощности двигателя:

- для бензиновых карбюраторных двигателей

$$k_{II} = 4,68 - 22,41 II + 56,97 II^2 - 74,96 II^3 + 49,75 II^4 - 13,03 II^5; \quad (3.6)$$

- для бензиновых двигателей с распределённым впрыском

$$k_{II} = 4,32 - 24,21 II + 71,87 II^2 - 107,21 II^3 + 78,73 II^4 - 22,5 II^5; \quad (3.7)$$

- для дизельных двигателей

$$k_{II} = 3,52 - 17,24 II + 44,85 II^2 - 55,28 II^3 + 31,23 II^4 - 6,08 II^5; \quad (3.8)$$

– степень использования угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eP}} = \frac{n_e}{n_{eP}}; \quad (3.9)$$

– степень использования мощности двигателя

$$И = \frac{P_d}{P_e^c} = \frac{P_\psi + P_b + P_a}{k_c P_e^c \eta_{тр}}. \quad (3.10)$$

В формулах (3.1)...(3.10) G_T – часовой расход топлива, кг/ч; P_e – эффективная мощность двигателя, кВт; P_d – мощность нагрузки двигателя, кВт; g_{emin} – минимальный удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); ω_e (n_e) – текущее значение угловой скорости (частоты вращения) вала двигателя, рад/с (об/мин); ω_{eP} (n_{eP}) – угловая скорость (частота вращения) вала двигателя при максимальной мощности, рад/с (об/мин); P_ψ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления дороги, кВт; P_b – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; P_a – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, кВт; P_e^c – эффективная стендовая мощность двигателя по внешней скоростной характеристике, кВт; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

2. Уравнения расхода топлива автомобиля

Уравнения путевого расхода топлива (л/100 км):

– в общем виде

$$Q_S = \frac{g_d P_d}{36V \rho_T} = \frac{g_d (P_\psi + P_b + P_a)}{36V \rho_T k_c \eta_{тр}} = \frac{g_d (F_\psi + F_b + F_a)}{36000 \rho_T k_c \eta_{тр}}; \quad (3.11)$$

– в развёрнутом виде

$$Q_S = \frac{g_d (\psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a)}{36000 \rho_T k_c \eta_{тр}}. \quad (3.12)$$

Уравнения удельного расхода топлива грузового автомобиля [л/(100 т·км)]:

– в общем виде

$$Q_W = \frac{Q_S}{m_T}; \quad (3.13)$$

– в развёрнутом виде

$$Q_W = \frac{g_d(\psi G_a + WV^2 + \delta m_a a_a)}{36000 m_T \rho_T k_c \eta_{TP}}. \quad (3.14)$$

Уравнения удельного расхода топлива пассажирского автомобиля [л/(100 пас·км)]:

– в общем виде

$$Q_W = \frac{Q_S}{n_P}; \quad (3.15)$$

– в развёрнутом виде

$$Q_W = \frac{g_d(\psi G_a + WV^2 + \delta m_a a_a)}{36000 n_P \rho_T k_c \eta_{TP}}, \quad (3.16)$$

где V – скорость автомобиля, м/с; ρ_T – плотность топлива, кг/л; F_ψ – сила сопротивления дороги, Н; F_B – сила сопротивления воздуха, Н; F_a – сила сопротивления разгону, Н; ψ – коэффициент сопротивления дороги; G_a – вес автомобиля, Н; W – фактор обтекаемости автомобиля Н·с²/м²; δ – коэффициент учёта вращающихся масс; m_a – масса автомобиля, кг; a_a – ускорение разгона автомобиля, м/с²; m_T – масса груза, т; n_P – число пассажиров, пас.

3. Нормы расхода топлива

Эксплуатационный расход топлива (л)

$$Q = \frac{k_{T1} S}{100} + \frac{k_{T2} W_{T.P}}{100} + k_{T3} z, \quad (3.17)$$

где k_{T1} – норма расхода топлива на передвижение автомобиля и внутренние потери в двигателе, л/100 км; S – путь, пройденный автомобилем, км; k_{T2} – норма расхода топлива на единицу транспортной работы, л/(100 т·км) или л/(100 пас·км); $W_{T.P}$ – транспортная работа, т·км или пас·км; k_{T3} – норма дополнительного расхода топлива на каждую езду, л; z – число ездов.

Примеры решения типовых задач

Пример 3.1. Грузовой автомобиль полной массой 9 т движется по горизонтальной дороге на прямой передаче с установившейся скоростью 72 км/ч. Внешняя скоростная характеристика двигателя показана на рис. 3.1. Коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя 0,92; удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности

двигателя 165 г/(кВт·ч); плотность дизельного топлива 0,82 кг/л. Передаточное число главной передачи 5,65; КПД трансмиссии 0,88; радиус качения колёс 0,48 м; коэффициент обтекаемости 0,78; плотность воздуха 1,225 кг/м³; площадь миделя 4,7 м²; коэффициент сопротивления качению $f = 0,012 (1 + 0,0035 V_a)$. Определить удельный расход топлива двигателя.

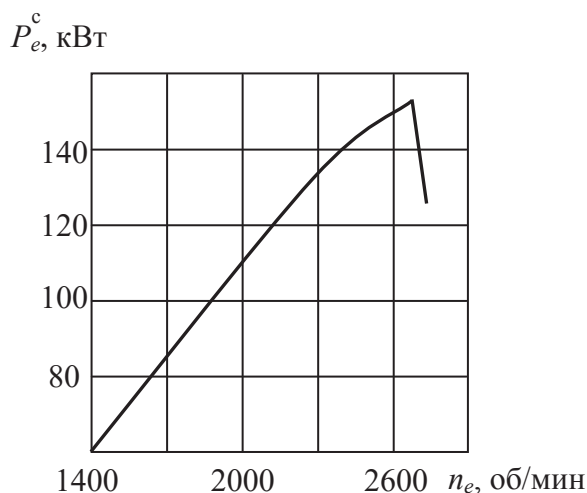


Рис. 3.1. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя

Дано: $m_a = 9$ т; $u_k = 1,00$; $V_a = 72$ км/ч = const; $P_e = f(n_e)$; $k_c = 0,92$; $g_{eP} = 165$ г/(кВт·ч); $\rho_t = 0,82$ кг/л; $u_0 = 5,65$; $\eta_{тр} = 0,88$; $r_k = 0,48$ м; $c_x = 0,78$; $\rho_v = 1,225$ кг/м³; $A_v = 4,7$ м²; $f = 0,012 (1 + 0,0035 V_a)$.

Определить: g_d .

Решение: Удельный расход топлива двигателя определяют по приближённой аналитической зависимости $g_d = g_{eP} k_E k_{И}$.

Определение коэффициента k_E :

– частота вращения вала двигателя из формулы $V_a = \frac{0,378 n_e r_k}{u_k u_0}$

$$n_e = \frac{V_a u_k u_0}{0,378 r_k} = \frac{72 \cdot 1,00 \cdot 5,65}{0,378 \cdot 0,48} = 2240 \text{ об/мин};$$

– частота вращения вала двигателя при максимальной мощности по внешней скоростной характеристике (рис. 3.1)

$$n_{eP} = 2780 \text{ об/мин};$$

– степень использования частоты вращения вала двигателя

$$E = \frac{n_e}{n_{eP}} = \frac{2240}{2780} = 0,806 ;$$

– коэффициент k_E

$$k_E = 1,25 - 0,99 E + 0,98 E^2 - 0,24 E^3 =$$

$$= 1,25 - 0,99 \cdot 0,806 + 0,98 \cdot 0,806^2 - 0,24 \cdot 0,806^3 = 0,963.$$

Определение коэффициента $k_{и}$:

– коэффициент сопротивления качению

$$f = 0,012 (1 + 0,0035 \cdot 72) = 0,015;$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению,

$$P_f = fG_a V = f m_a g V = 0,015 \cdot 9 \cdot 9,81 \left(\frac{72}{3,6} \right) = 26,5 \text{ кВт};$$

– фактор обтекаемости автомобиля

$$W = 0,5 c_x \rho_v A_v = 0,5 \cdot 0,78 \cdot 1,225 \cdot 4,7 = 2,245 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2;$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха,

$$P_v = \frac{W V^3}{1000} = \frac{2,245}{1000} \left(\frac{72}{3,6} \right)^3 = 18 \text{ кВт};$$

– мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления разгону, при $V_a = \text{const}$ и $a_a = 0$

$$P_a = \frac{\delta m_a a_a V}{1000} = 0 \text{ кВт};$$

– мощность, нагрузки двигателя при $P_a = 0$

$$P_d = \frac{P_\psi + P_v}{k_c \eta_{тр}} = \frac{26,5 + 18}{0,92 \cdot 0,88} = 55 \text{ кВт};$$

– стендовая мощность двигателя при $n_e = 2240$ об/мин по внешней скоростной характеристике (рис. 3.1)

$$P_e^c = 137 \text{ кВт};$$

– степень использования мощности двигателя

$$\eta = \frac{P_d}{P_e^c} = \frac{55}{137} = 0,4;$$

– коэффициент $k_{и}$

$$k_{\text{И}} = 3,52 - 17,24 \text{ И} + 44,85 \text{ И}^2 - 55,28 \text{ И}^3 + 31,23 \text{ И}^4 - 6,08 \text{ И}^5 = 3,52 - 17,24 \cdot 0,4 + 44,85 \cdot 0,4^2 - 55,28 \cdot 0,4^3 + 31,23 \cdot 0,4^4 - 6,08 \cdot 0,4^5 = 1,002.$$

Удельный расход топлива двигателя

$$g_{\text{д}} = g_{\text{еп}} k_{\text{Е}} k_{\text{И}} = 165 \cdot 0,963 \cdot 1,002 = 159 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Ответ: $g_{\text{д}} = 159 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

Пример 3.2. Туристский автобус полной массой 12,4 т движется на подъёме с установившейся скоростью. Согласно показаниям контрольных приборов, скорость автобуса 65 км/ч и путевой расход топлива 65 л/100 км. Удельный расход топлива дизельного двигателя 207 г/(кВт·ч); плотность топлива 0,82 кг/л; КПД трансмиссии 0,89; коэффициент сопротивления воздуха 0,5 Н·с²/м⁴; площадь миделя 5,7 м². Определить подъём, преодолеваемый автобусом при коэффициенте сопротивления качению 0,012.

Дано: $m_{\text{а}} = 12,4 \text{ т}$; $V_{\text{а}} = 65 \text{ км/ч} = \text{const}$; $Q_{\text{с}} = 65 \text{ л/100 км}$; $g_{\text{д}} = 207 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$; $\rho_{\text{т}} = 0,82 \text{ кг/л}$; $\eta_{\text{тр}} = 0,89$; $k_{\text{в}} = 0,5 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; $A_{\text{в}} = 5,7 \text{ м}^2$; $f = 0,012$.

Определить: i .

Решение: Силы сопротивления движению автобуса:

– сила сопротивления дороги при уклонах не более 10°

$$F_{\psi} = \psi G_{\text{а}} = (f + i) m_{\text{а}} g \text{ Н};$$

– сила сопротивления разгону при $V_{\text{а}} = \text{const}$ и $a_{\text{а}} = 0$

$$F_{\text{а}} = \delta m_{\text{а}} a_{\text{а}} = 0 \text{ Н}.$$

Уклон дороги при движении автобуса на подъёме определяют из уравнения путевого расхода топлива

$$Q_{\text{с}} = \frac{g_{\text{д}} (F_{\psi} + F_{\text{в}})}{36000 \rho_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}} = \frac{g_{\text{д}} [(f + i) m_{\text{а}} g + k_{\text{в}} A_{\text{в}} V^2]}{36000 \rho_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}},$$

откуда

$$i = \frac{\frac{36000 Q_{\text{с}} \rho_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}}{g_{\text{д}}} - k_{\text{в}} A_{\text{в}} V^2}{m_{\text{а}} g} - f = \frac{\frac{36000 \cdot 65 \cdot 0,82 \cdot 0,89}{207} - 0,5 \cdot 5,7 \left(\frac{65}{3,6} \right)^2}{12400 \cdot 9,81} - 0,012 = 0,048 = 4,8 \text{ \%}.$$

Ответ: $i = 4,8 \%$.

Пример 3.3. Грузовой автомобиль полной массой 9 т везёт груз массой 5 т со скоростью 90 км/ч по дороге с коэффициентом сопротивления 0,03. Удельный расход топлива на режиме максимальной мощности 200 г/(кВт·ч); коэффициенты: $k_E = 0,97$; $k_{II} = 0,94$; плотность топлива 0,83 кг/л. Фактор обтекаемости $2,8 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; КПД трансмиссии 0,88. Определить удельный расход топлива автомобиля.

Дано: $m_a = 9 \text{ т}$; $m_{\Gamma} = 5 \text{ т}$; $V_a = 90 \text{ км/ч}$; $\psi = 0,03$; $g_{eP} = 200 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}$; $k_E = 0,97$; $k_{II} = 0,94$; $\rho_{\Gamma} = 0,83 \text{ кг/л}$; $W = 2,8 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; $\eta_{\text{тр}} = 0,88$.

Определить: Q_W .

Решение: Удельный расход топлива двигателя

$$g_d = g_{eP} k_E k_{II} = 200 \cdot 0,97 \cdot 0,94 = 182 \text{ г/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

Путевой расход топлива автомобиля

$$Q_S = \frac{g_d (\psi G_a + W V_a^2)}{36000 \rho_{\Gamma} \eta_{\text{тр}}} = \frac{182 \left[0,03 \cdot 9000 \cdot 9,81 + 2,8 \left(\frac{90}{3,6} \right)^2 \right]}{36000 \cdot 0,83 \cdot 0,88} = 30,5 \text{ л/100 км}.$$

Удельный расход топлива автомобиля

$$Q_W = \frac{Q_S}{m_{\Gamma}} = \frac{30,5}{5} = 6,1 \text{ л/(100 т} \cdot \text{км)}.$$

Ответ: $Q_W = 6,1 \text{ л/(100 т} \cdot \text{км)}$.

4. ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Основные формулы

1. Параметры работы гидродинамических передач:

– передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{н}}} = \frac{n_{\text{т}}}{n_{\text{н}}}; \quad (4.1)$$

– коэффициент трансформации

$$K = \frac{T_{\text{т}}}{T_{\text{н}}}; \quad (4.2)$$

– коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{P_{\text{т}}}{P_{\text{н}}} = \frac{T_{\text{т}}\omega_{\text{т}}}{T_{\text{н}}\omega_{\text{н}}} = Ki, \quad (4.3)$$

где $\omega_{\text{н}}$ ($n_{\text{н}}$) – угловая скорость (частота вращения) насоса, рад/с (об/мин); $\omega_{\text{т}}$ ($n_{\text{т}}$) – угловая скорость (частота вращения) турбины, рад/с (об/мин); $T_{\text{н}}$ – крутящий момент на насосе, Н·м; $T_{\text{т}}$ – крутящий момент на турбине, Н·м; $P_{\text{н}}$ – мощность на насосе, кВт; $P_{\text{т}}$ – мощность на турбине, кВт.

2. Безразмерная характеристика гидродинамической передачи

Коэффициент крутящего момента насоса

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{T_{\text{н}}}{\rho_{\text{ж}} D_{\text{а}}^5 \omega_{\text{н}}^2}. \quad (4.4)$$

Коэффициент прозрачности

$$\Pi = \frac{\lambda_{\text{н}0}}{\lambda_{\text{н.м}}}, \quad (4.5)$$

где $T_{\text{н}}$ – крутящий момент, необходимый для вращения насоса, Н·м; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $D_{\text{а}}$ – активный диаметр, м; $\omega_{\text{н}}$ – угловая скорость насоса, рад/с; $\lambda_{\text{н}0}$ – коэффициент крутящего момента насоса при неподвижной турбине; $\lambda_{\text{н.м}}$ – коэффициент крутящего момента насоса при коэффициенте трансформации, равном единице.

3. Входная (нагрузочная) характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»

Параметры насоса:

– угловая скорость (частота вращения) [рад/с (об/мин)]

$$\omega_n(n_n) = \frac{\omega_e(n_e)}{u_{c.p}}; \quad (4.6)$$

– крутящий момент двигателя, подводимый к насосу (Н·м),

$$T_{en} = k_c T_e^c u_{c.p} \eta_{c.p}; \quad (4.7)$$

– крутящий момент, необходимый для вращения насоса (Н·м),

$$T_n = \lambda_n \rho_{ж} D_a^5 \omega_n^2, \quad (4.8)$$

где ω_e – угловая скорость вала двигателя, рад/с; n_e – частота вращения вала двигателя, об/мин; $u_{c.p}$ – передаточное число согласующего редуктора; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; T_e^c – эффективный стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; $\eta_{c.p}$ – КПД согласующего редуктора.

4. Выходная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор»

Параметры турбины:

– угловая скорость (частота вращения) [рад/с (об/мин)]

$$\omega_t(n_t) = \omega_n(n_n) i; \quad (4.9)$$

– крутящий момент (Н·м),

$$T_t = T_n K; \quad (4.10)$$

– мощность (кВт)

$$P_t = \frac{T_t \omega_t}{1000} = \frac{T_t n_t}{9550}. \quad (4.11)$$

5. Уравнение движения автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Скорость движения автомобиля:

– в м/с

$$V = \frac{\omega_T r_K}{u_K u_D u_0} = \frac{0,105 n_T r_K}{u_K u_D u_0}; \quad (4.12)$$

– в км/ч

$$V_a = \frac{3,6 \omega_T r_K}{u_K u_D u_0} = \frac{0,378 n_T r_K}{u_K u_D u_0}. \quad (4.13)$$

Тяговая сила на ведущих колёсах (Н)

$$F_T = \frac{T_T u_K u_D u_0 \eta_{тр}}{r_D}. \quad (4.14)$$

Тяговая мощность на ведущих колесах (кВт)

$$P_{тяг} = P_T \eta_{тр}. \quad (4.15)$$

Сила сопротивления разгону (Н)

$$F_a = \delta m_a a_a. \quad (4.16)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс автомобиля с прозрачным гидротрансформатором

$$\delta = 1 + \frac{\left\{ \left[(\gamma_e k_c T_e^c + J_e) u_{с.р} \eta_{с.р} + J_{с.р} + J_H \right] K \frac{d\omega_H}{d\omega_T} + J_T \right\} u_K^2 u_D^2 u_0^2 \eta_{тр}}{m_a r_D r_K} + \quad (4.17)$$
$$+ \frac{J_{тр} + \sum J_K}{m_a r_D r_K}.$$

В формулах (4.12)...(4.17) ω_T – угловая скорость турбины, рад/с; n_T – частота вращения турбины, об/мин; r_K – радиус качения ведущих колёс, м; $u_{с.р}$, u_K , u_D , u_0 – передаточные числа согласующего редуктора, коробки передач, дополнительной передачи, главной передачи соответственно; T_T – крутящий момент на турбине, Н·м; $\eta_{с.р}$ и $\eta_{тр}$ – КПД согласующего редуктора и механической части трансмиссии; r_D – динамический радиус ведущих колёс, м; P_T – мощность на турбине, кВт; m_a – масса автомобиля, кг; a_a – ускорение разгона автомобиля, м/с²; γ_e – коэффициент, учитывающий ускорение вращения вала двигателя, с²/рад; k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; T_e^c – стендовый крутящий момент двигателя, Н·м; J_e , $J_{с.р}$, J_H , J_T , $J_{тр}$,

$\sum J_k$ – моменты инерции вращающихся частей двигателя, согласующего редуктора, насоса, турбины, трансмиссии, колёс соответственно, кг·м².

6. Тягово-скоростные свойства автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Уравнение силового баланса автомобиля (Н):

– в общем виде

$$F_T = F_\psi + F_B + F_a + F_{cx}; \quad (4.18)$$

– в развёрнутом виде

$$\frac{T_T u_k u_d u_0 \eta_{тр}}{r_d} = \psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a + F_{cx}. \quad (4.19)$$

Уравнение мощностного баланса автомобиля (кВт):

– в общем виде

$$P_{тяг} = P_\psi + P_B + P_a + P_{cx}, \quad (4.20)$$

– в развёрнутом виде

$$P_T \eta_{тр} = \frac{\psi G_a V + W V^3 + \delta m_a a_a V + F_{cx} V}{1000}. \quad (4.21)$$

7. Топливная экономичность автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Уравнение путевого расхода топлива (л/100 км):

– в общем виде

$$Q_S = \frac{g_d (P_\psi + P_B + P_a)}{36 V \rho_T k_c \eta_{c.p} \eta \eta_{тр}} = \frac{g_d (F_\psi + F_B + F_a)}{36000 \rho_T k_c \eta_{c.p} \eta \eta_{тр}}; \quad (4.22)$$

– в развёрнутом виде

$$Q_S = \frac{g_d (\psi G_a + W V^2 + \delta m_a a_a)}{36000 \rho_T k_c \eta_{c.p} \eta \eta_{тр}}. \quad (4.23)$$

Параметр безразмерной характеристики

$$\frac{\lambda_n K}{i^2} = \frac{1000(P_\psi + P_b)r_d r_k^2}{\rho_{\text{ж}} D_a^5 V^3 u_k^3 u_d^3 u_0^3 \eta_{\text{тр}}}, \quad (4.24)$$

где g_d – удельный расход топлива двигателя, г/(кВт·ч); k_c – коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя; $\eta_{\text{с.р}}$, η , $\eta_{\text{тр}}$ – КПД согласующего редуктора, гидротрансформатора, механической части трансмиссии соответственно.

8. Определение параметров гидромеханической трансмиссии

– активный диаметр D_a (м)

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{T_{\text{н.р}}}{\lambda_{\text{н.р}} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{н.р}}^2}} = \sqrt[5]{\frac{91,2 T_{\text{н.р}}}{\lambda_{\text{н.р}} \rho_{\text{ж}} n_{\text{н.р}}^2}}; \quad (4.25)$$

– передаточное число согласующего редуктора

$$u_{\text{с.р}} = \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{н.р}} \rho_{\text{ж}} D_a^5 \omega_{\text{ер}}^2}{T_{\text{ер}} \eta_{\text{с.р}}}} = \sqrt[3]{\frac{\lambda_{\text{н.р}} \rho_{\text{ж}} D_a^5 n_{\text{ер}}^2}{91,2 T_{\text{ер}} \eta_{\text{с.р}}}}; \quad (4.26)$$

где $T_{\text{н.р}}$ и $T_{\text{ер}}$ – расчётные крутящие моменты насоса и двигателя соответственно, Н·м; $\lambda_{\text{н.р}}$ – расчётный коэффициент крутящего момента насоса; $\rho_{\text{ж}}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³; $\omega_{\text{н.р}}$ ($n_{\text{н.р}}$) – расчётные угловая скорость (частота вращения) насоса, рад/с (об/мин); $\omega_{\text{ер}}$ ($n_{\text{ер}}$) – расчётные угловая скорость (частота вращения) вала двигателя, рад/с (об/мин); $\eta_{\text{с.р}}$ – КПД согласующего редуктора.

Параметры механической части трансмиссии

– передаточное число главной передачи

$$u_0 = \frac{\omega_{\text{т}} V r_k}{V_{\text{max}} u_{\text{к min}} u_{\text{д min}}}; \quad (4.27)$$

– максимальное передаточное число трансмиссии:

- из условия преодоления максимального сопротивления дороги

$$u_{\text{тр}\psi} = \frac{\psi_{\text{max}} m_a g r_d}{T_{\text{тн}} \eta_{\text{тр}}}; \quad (4.28)$$

- из условия отсутствия буксования ведущих колёс

$$u_{\text{трф}} = \frac{\varphi_x m_{\text{сц}} g r_{\text{д}}}{T_{\text{тн}} \eta_{\text{тр}}}; \quad (4.29)$$

– диапазон передаточных чисел коробки передач

$$D_{\text{к}} = \frac{u_{\text{трmax}}}{u_{\text{тр min}}} = \frac{u_{\text{кI}}}{u_{\text{к.В}}}; \quad (4.30)$$

– знаменатель геометрической прогрессии ряда передаточных чисел коробки передач

$$q = \frac{\omega_{\text{H2}} i_{\text{м}}}{\omega_{\text{H1}} i_{\text{э}}}; \quad (4.31)$$

– число ступеней коробки передач

$$n_{\text{к}} = 1 + \frac{\lg D_{\text{к}}}{\lg q}, \quad (4.32)$$

где ω_{TV} – угловая скорость турбины при максимальной скорости автомобиля, рад/с; $r_{\text{к}}$ – радиус качения ведущих колёс, м; V_{max} – максимальная скорость автомобиля, м/с; $u_{\text{кmin}}$ – минимальное передаточное число коробки передач; $u_{\text{дmin}}$ – минимальное передаточное число дополнительной передачи; ψ_{max} – максимальный коэффициент сопротивления дороги; $m_{\text{а}}$ – масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $T_{\text{тн}}$ – крутящий момент турбины при максимальном КПД гидротрансформатора, Н·м; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД механической части трансмиссии; φ_x – максимальный коэффициент продольного сцепления колёс с опорной поверхностью; $m_{\text{сц}}$ – сцепная масса автомобиля, кг; $u_{\text{кmax}}$ и $u_{\text{кmin}}$ – максимальное и минимальное передаточные числа коробки передач; $u_{\text{кI}}$ и $u_{\text{к.В}}$ – передаточные числа первой и высшей ступеней коробки передач; $i_{\text{э}}$ и $i_{\text{м}}$ – минимальное и максимальное значения передаточного отношения гидротрансформатора, при которых КПД не ниже 80%; ω_{H1} и ω_{H2} – угловые скорости насоса при передаточных отношениях $i_{\text{э}}$ и $i_{\text{м}}$ соответственно, рад/с.

Примеры решения типовых задач

Пример 4.1. На рис. 4.1 показаны характеристики составных частей городского автобуса: безразмерная характеристика гидротрансформатора (рис. 4.1, а) и внешняя скоростная характеристика двигателя (рис. 4.1, б).

Активный диаметр гидротрансформатора 0,34 м; плотность рабочей жидкости 850 кг/м³; коэффициент коррекции стендовой характеристики двигателя 0,9. Определить координаты точки совместной работы системы «двигатель – гидротрансформатор» при передаточном отношении гидротрансформатора 0,6. Согласующий редуктор отсутствует.

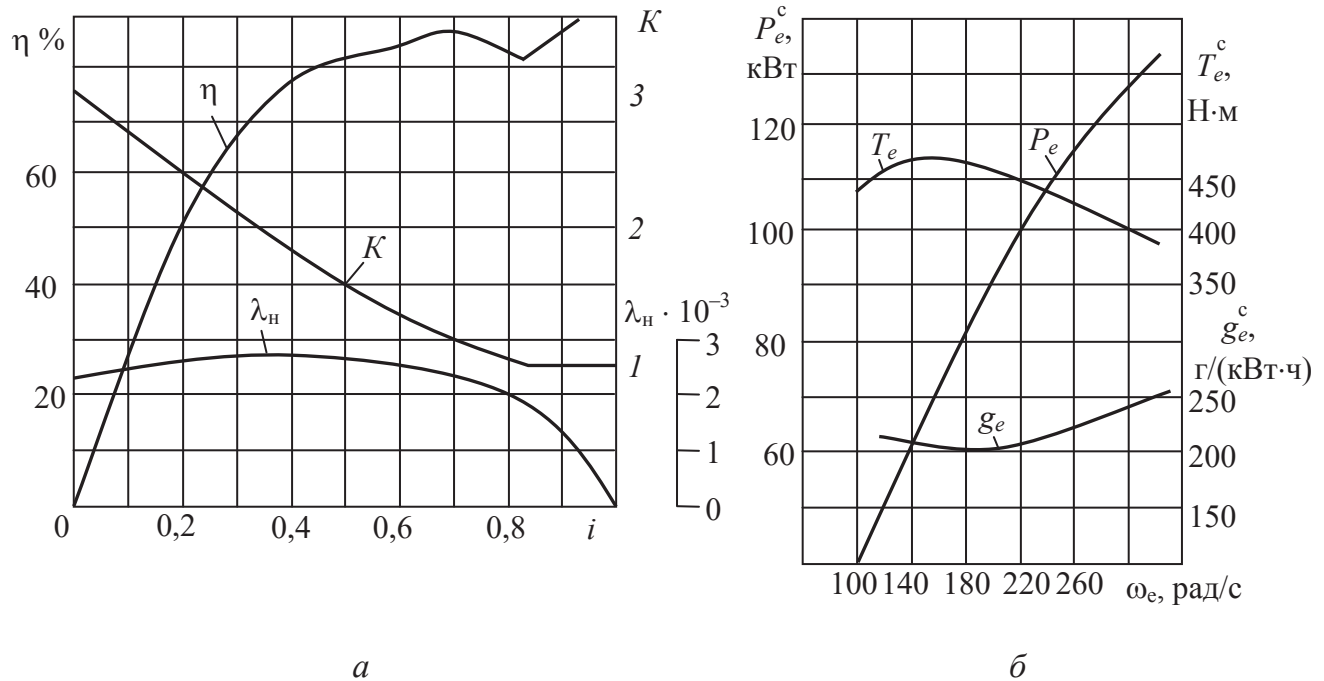


Рис. 4.1. Характеристики:

а – безразмерная гидротрансформатора; *б* – внешняя скоростная двигателя

Дано: η ; K ; $\lambda_n = f(i)$; P_e^c ; T_e^c ; $g_e^c = f(\omega_e)$; $D_a = 0,34$ м; $\rho_{ж} = 850$ кг/м³; $k_c = 0,9$; $i = 0,6$; $u_{c.p} = 1$; $\eta_{c.p} = 1$.

Определить: ω_n ; T_n .

Решение: Параметры насоса при $u_{c.p} = 1$ и $\eta_{c.p} = 1$:

– угловая скорость

$$\omega_n = \frac{\omega_e}{u_{c.p}} = \omega_e \text{ рад/с};$$

– крутящий момент двигателя, подводимый к насосу,

$$T_{en} = k_c T_e^c u_{c.p} \eta_{c.p} = k_c T_e^c \text{ Н·м};$$

– коэффициент крутящего момента насоса при $i = 0,6$ по зависимости $\lambda_n = f(i)$ на рис. 4.1, *а*

$$\lambda_n = 2,56 \cdot 10^{-3};$$

– крутящий момент, необходимый для вращения насоса,

$$T_{\text{н}} = \lambda_{\text{н}} \rho_{\text{ж}} D_{\text{а}}^5 \omega_{\text{н}}^2 = 2,56 \cdot 10^{-3} \cdot 850 \cdot 0,34^5 \omega_{\text{н}}^2 = 9,887 \cdot 10^{-3} \omega_{\text{н}}^2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты расчётов моментов $T_{\text{ен}}$ и $T_{\text{н}}$ при угловых скоростях насоса 100; 140; 180; 220; 260; 300; 335 рад/с приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1. Зависимости моментов от угловой скорости

$\omega_{\text{е}}, \text{ рад/с}$	100	140	180	220	260	300	335
$T_{\text{е}}^{\text{с}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	439	463	463	453	431	408	390
$T_{\text{ен}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	395	417	417	408	388	367	351
$T_{\text{н}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	99	194	320	479			

По данным табл. 4.1 построена входная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор» (рис. 4.2). В точке A совместной работы двигателя с гидротрансформатором угловая скорость насоса 208 рад/с, крутящий момент на насосе 402 Н·м.

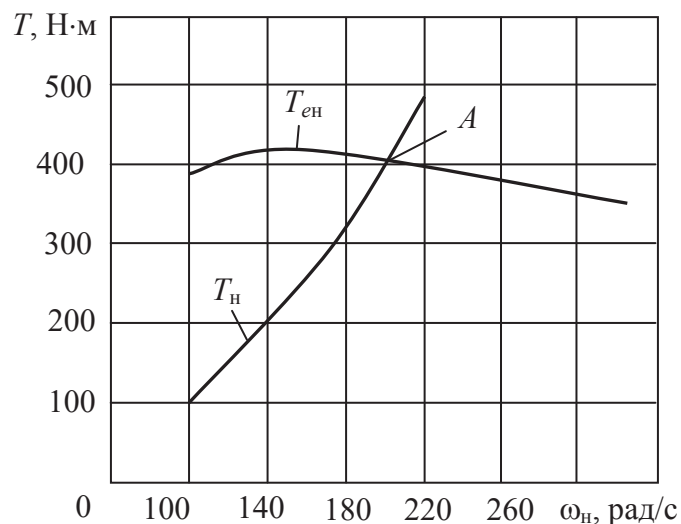


Рис. 4.2. Входная характеристика системы «двигатель – гидротрансформатор» городского автобуса

Ответ: $\omega_{\text{н}} = 208 \text{ рад/с}$; $T_{\text{н}} = 402 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Пример 4.2. С использованием безразмерной характеристики гидротрансформатора (рис. 4.1, a) и входной характеристики системы «двигатель – гидротрансформатор» (рис. 4.2) городского автобуса найти угловую скорость турбины, крутящий момент и мощность на турбине при передаточном отношении гидротрансформатора 0,6.

Дано: $K = f(i)$; $T_{\text{ен}}$ и $T_{\text{н}} = f(\omega_{\text{н}})$; $i = 0,6$.

Определить: $\omega_{\text{т}}$; $T_{\text{т}}$; $P_{\text{т}}$.

Решение: Исходные данные для расчёта:

– коэффициент трансформации гидротрансформатора при передаточном отношении $i = 0,6$ по безразмерной характеристике (рис. 4.1, *a*)

$$K = 1,37;$$

– угловая скорость насоса гидротрансформатора при передаточном отношении $i = 0,6$ по входной характеристике в точке *A* совместной работы (рис. 4.2)

$$\omega_n = 208 \text{ рад/с};$$

– крутящий момент на насосе гидротрансформатора при передаточном отношении $i = 0,6$ по входной характеристике в точке *A* совместной работы (рис. 4.2)

$$T_n = 402 \text{ Н·м.}$$

Параметры турбины:

– угловая скорость

$$\omega_t = \omega_n i = 208 \cdot 0,6 = 125 \text{ рад/с};$$

– крутящий момент

$$T_t = T_n K = 402 \cdot 1,37 = 551 \text{ Н·м};$$

– мощность

$$P_t = \frac{T_t \omega_t}{1000} = \frac{551 \cdot 125}{1000} = 68,9 \text{ кВт.}$$

Ответ: $\omega_t = 125 \text{ рад/с}; T_t = 551 \text{ Н·м}; P_t = 68,9 \text{ кВт.}$

Пример 4.3. Легковой автомобиль движется с максимальной скоростью на второй передаче в коробке передач. Масса автомобиля 3150 кг; коэффициент обтекаемости 0,4; плотность воздуха 1,225 кг/м³; габаритная ширина 2,02 м; габаритная высота 1,525 м; коэффициент полноты сечения 0,8; статический радиус колёс с диагональными шинами 0,38 м; передаточные числа: коробки передач 1,56, главной передачи 3,58; КПД механической части трансмиссии 0,93. Максимальное передаточное отношение гидротрансформатора 0,975; коэффициент трансформации 1,0; угловая скорость насоса и крутящий момент на насосе в точке совместной работы 535 рад/с и 205 Н·м соответственно. Определить угол подъёма, который может преодолеть автомобиль при коэффициенте сопротивления качению 0,023.

Дано: $m_a = 3150$ кг; $c_x = 0,4$; $\rho_v = 1,225$ кг/м³; $B_\Gamma = 2,02$ м; $H_\Gamma = 1,525$ м; $\alpha_\Pi = 0,8$; $r_{ст} = 0,38$ м; $r_k = 1,02 r_{ст}$; $u_{кп} = 1,56$; $u_0 = 3,58$; $\eta_{тр} = 0,93$; $K = 1,0$; $i_{max} = 0,975$; $\omega_H = 535$ рад/с; $T_H = 205$ Н·м; $f = 0,023$.

Определить: α .

Решение: Параметры турбины:

– угловая скорость

$$\omega_T = \omega_H i = 535 \cdot 0,975 = 522 \text{ рад/с};$$

– крутящий момент

$$T_T = T_H K = 205 \cdot 1 = 205 \text{ Н·м.}$$

Радиусы ведущих колёс:

– динамический

$$r_d = r_{ст} = 0,38 \text{ м};$$

– качения

$$r_k = 1,02 r_{ст} = 1,02 \cdot 0,38 = 0,388 \text{ м.}$$

Скорость автомобиля

$$V = \frac{\omega_T r_k}{u_k u_0} = \frac{522 \cdot 0,388}{1,56 \cdot 3,58} = 36,3 \text{ м/с.}$$

Параметры обтекаемости автомобиля:

– площадь миделя

$$A_B = \alpha_\Pi B_\Gamma H_\Gamma = 0,8 \cdot 2,02 \cdot 1,525 = 2,46 \text{ м}^2;$$

– фактор обтекаемости

$$W = 0,5 c_x \rho_v A_B = 0,5 \cdot 0,4 \cdot 1,225 \cdot 2,46 = 0,6 \text{ Н·с}^2/\text{м}^2.$$

Силы, действующие на автомобиль:

– тяговая сила на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{T_T u_{кп} u_0 \eta_{тр}}{r_d} = \frac{205 \cdot 1,56 \cdot 3,58 \cdot 0,93}{0,38} = 2802 \text{ Н};$$

– сила сопротивления воздуха

$$F_B = W V^2 = 0,6 \cdot 36,3^2 = 791 \text{ Н};$$

– сила тяжести

$$G_a = m_a g = 3150 \cdot 9,81 = 30902 \text{ Н.}$$

Динамический фактор автомобиля

$$D = \frac{F_{\text{т}} - F_{\text{в}}}{G_a} = \frac{2802 - 791}{30902} = 0,065 .$$

При движении с постоянной скоростью коэффициент сопротивления дороги

$$\psi = f + \operatorname{tg} \alpha = D ,$$

откуда $\alpha = \operatorname{arctg}(D - f) = \operatorname{arctg}(0,065 - 0,023) = \operatorname{arctg} 0,042 = 2,4^\circ = 2^\circ 24' .$

Ответ: $\alpha = 2^\circ 24' .$

5. ТОРМОЗНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Уравнение движения автомобиля при торможении

Уравнения движения тормозящего колеса (Н):

– при торможении колёсным тормозным механизмом

$$R_x = \frac{T_\tau}{r_d} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}; \quad (5.1)$$

– при совместном торможении колёсным тормозным механизмом и моторным тормозом-замедлителем

$$R_x = \frac{T_\tau}{r_d} + \frac{T_{т.д} u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} - \frac{J_e \varepsilon_e u_{тр}}{r_d \eta'_{тр}}; \quad (5.2)$$

– при торможении с полным использованием силы сцепления колеса с опорной поверхностью

$$R_{x \max} = \varphi_x R_z = \frac{T_{\tau\varphi}}{r_d} + f_c R_z - \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d}, \quad (5.3)$$

где R_x и $R_{x \max}$ – продольные реакции, действующие на тормозящее колесо, при неполном и полном использовании силы сцепления колеса с опорной поверхностью соответственно, Н; T_τ – тормозной момент, создаваемый колёсным тормозным механизмом, Н·м; r_d – динамический радиус колеса, м; f_c – коэффициент сопротивления качению; R_z – нормальная реакция на колесо со стороны опорной поверхности, Н; J_k – момент инерции колеса, кг·м²; ε_k – угловое замедление колеса, рад/с²; $T_{т.д}$ – момент трения в двигателе, Н·м; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta'_{тр}$ – обратный КПД трансмиссии; J_e – момент инерции вращающихся деталей двигателя, кг·м²; ε_e – угловое замедление вала двигателя, рад/с²; φ_x – коэффициент продольного сцепления колеса с опорной поверхностью; $T_{\tau\varphi}$ – момент тормозящего колеса по сцеплению с опорной поверхностью, Н·м.

Уравнение движения автомобиля при торможении (Н):

– в общем виде

$$F_a - F_\tau - F_{т.д} - F_f \pm F_i - F_B - F_{cx} = 0; \quad (5.4)$$

– в развёрнутом виде

$$\delta_{\tau} m_a a_{\tau} - \frac{\sum T_{\tau}}{r_d} - \frac{T_{\tau,д} u_{\text{тр}}}{r_d \eta'_{\text{тр}}} - f G_a \cos \alpha \pm G_a \sin \alpha - W V^2 - F_{\text{сх}} = 0. \quad (5.5)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс при торможении автомобиля с неотсоединённым двигателем

$$\delta_{\tau} = 1 + \frac{J_e u_{\text{тр}}^2}{m_a r_d r_k \eta'_{\text{тр}}} + \frac{\sum J_k}{m_a r_d r_k}, \quad (5.6)$$

где F_a – сила инерции автомобиля, Н; F_{τ} – тормозная сила автомобиля, Н; $F_{\tau,д}$ – тормозная сила двигателя, Н; F_f – сила сопротивления качению автомобиля, Н; F_i – сила сопротивления подъёму или скатывающая сила на спуске, Н; F_b – сила сопротивления воздуха, Н; $F_{\text{сх}}$ – сила сопротивления прицепа, Н; m_a – масса автомобиля, кг; a_{τ} – замедление автомобиля при торможении, м/с²; $\sum T_{\tau}$ – суммарный тормозной момент на всех колёсах автомобиля, Н·м; G_a – вес автомобиля, Н; α – угол подъёма или спуска дороги, рад или град; W – фактор обтекаемости автомобиля, Н·с²/м²; r_k – радиус качения тормозящих колёс, м; $\sum J_k$ – суммарный момент инерции всех колёс автомобиля, кг·м².

2. Торможение автомобиля с неполным использованием сил сцепления

Уравнение тормозного баланса автомобиля (Н)

$$F_a = F_{\tau} + F_{\tau,д} + F_b + F_{\psi} + F_{\text{сх}}. \quad (5.7)$$

Тормозной динамический фактор автомобиля

$$D_{\tau} = \frac{F_{\tau} + F_{\tau,д} + F_b}{G_a}. \quad (5.8)$$

Удельная сила тяги на крюке

$$k_{\text{кр}} = \frac{F_{\text{сх}}}{G_a}. \quad (5.9)$$

Показатели эффективности торможения:

– замедление (м/с²)

$$a_{\tau} = \frac{(D_{\tau} + \psi + k_{\text{кр}})g}{\delta_{\tau}}; \quad (5.10)$$

– время торможения (с)

$$t_{\tau} = \frac{V_{\text{н}} - V_{\text{к}}}{a_{\text{тср}}} = \frac{V_{\text{а.н}} - V_{\text{а.к}}}{3,6a_{\text{тср}}}; \quad (5.11)$$

– тормозной путь (м)

$$S_{\tau} = \frac{V_{\text{н}}^2 - V_{\text{к}}^2}{2a_{\text{тср}}} = \frac{V_{\text{а.н}}^2 - V_{\text{а.к}}^2}{25,92a_{\text{тср}}}, \quad (5.12)$$

где F_{ψ} – сила сопротивления дороги, Н; ψ – коэффициент сопротивления дороги; g – ускорение свободного падения, м/с²; $V_{\text{н}}$ ($V_{\text{а.н}}$) – начальная скорость торможения, м/с (км/ч); $V_{\text{к}}$ ($V_{\text{а.к}}$) – конечная скорость торможения, м/с (км/ч); $a_{\text{тср}}$ – среднее замедление, м/с².

3. Торможение автомобиля с полным использованием сил сцепления

Максимальное замедление при экстренном торможении автомобиля (м/с²)

$$a_{\tau \max} = \frac{[(\varphi_x + f_c) \cos \alpha \pm \sin \alpha + \gamma_{\text{в}} + k_{\text{кр}}] g}{\delta_{\text{тг}}}. \quad (5.13)$$

Остановочное время (с)

$$t_{\text{o}} = t_{\text{п.в}} + t_{\text{з}} + \frac{t_{\text{н}}}{2} + \frac{V_0}{a_{\tau \max}}. \quad (5.14)$$

Остановочный путь (м)

$$S_{\text{o}} = V_0 \left(t_{\text{п.в}} + t_{\text{з}} + \frac{t_{\text{н}}}{2} \right) + \frac{V_0^2}{2a_{\tau \max}}. \quad (5.15)$$

Удельная сила сопротивления воздуха

$$\gamma_{\text{в}} = \frac{F_{\text{в}}}{G_{\text{а}}} = \frac{WV^2}{G_{\text{а}}}. \quad (5.16)$$

Коэффициент учёта вращающихся масс при экстренном торможении

$$\delta_{\text{тг}} = 1 + \frac{\sum J_{\text{к}}}{m_{\text{а}} r_{\text{д}} r_{\text{к}}}, \quad (5.17)$$

где $t_{р.в}$ – время реакции водителя, с; t_3 – время запаздывания тормозного привода, с; t_n – время нарастания замедления, с; V_0 – начальная скорость при торможении автомобиля, м/с.

4. Оптимальное распределение тормозных сил

Коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля

$$\beta_\tau = \frac{b + \varphi_x h_g}{a - \varphi_x h_g}. \quad (5.18)$$

Замедления автомобиля (м/с²):

– при оптимальном распределении тормозных сил ($\varphi_x = \varphi_{xp}$)

$$a_{\tau\max} = \varphi_x g; \quad (5.19)$$

– при неоптимальном распределении тормозных сил, когда первыми блокируются передние колёса ($\varphi_x < \varphi_{xp}$),

$$a_\tau = \frac{\varphi_x b(1 + \beta_\tau)g}{L\beta_\tau - \varphi_x h_g(1 + \beta_\tau)}; \quad (5.20)$$

– при неоптимальном распределении тормозных сил, когда первыми блокируются задние колёса ($\varphi_x > \varphi_{xp}$),

$$a_\tau = \frac{\varphi_x a(1 + \beta_\tau)g}{L + \varphi_x h_g(1 + \beta_\tau)}, \quad (5.21)$$

где a , b , h_g – расстояния от центра масс до передней, задней осей и поверхности дороги соответственно, м; φ_x и φ_{xp} – действительный и расчётный коэффициенты продольного сцепления соответственно; g – ускорение свободного падения, м/с²; L – база автомобиля, м.

5. Эффективность запасной, стояночной и вспомогательной тормозных систем автомобиля

Эффективность запасной тормозной системы:

– замедление при торможении передних колёс при отказе контура задних колёс (м/с²)

$$a_\tau = \frac{(\varphi_x b + f_c a)g}{L - (\varphi_x - f_c)h_g}; \quad (5.22)$$

– замедление при торможении задних колёс при отказе контура передних колёс (м/с²)

$$a_{\tau} = \frac{(\varphi_x a + f_c b)g}{L + (\varphi_x - f_c)h_g}. \quad (5.23)$$

Суммарный тормозной момент, создаваемый стояночной тормозной системой на заторможенных колёсах (Н·м),

$$\sum T_{\tau c} \geq G_a r_d \sin \alpha. \quad (5.24)$$

Тормозной момент, создаваемый тормозом-замедлителем (Н·м),

$$T_{\tau.3} = \frac{(G_a i r_d - f_c G_a r_d - W V^2 r_d - F_{cx} r_d) \eta_{\tau.3}}{u_{\tau.3}}, \quad (5.25)$$

где φ_x – коэффициент продольного сцепления; f_c – коэффициент сопротивления качению; a, b, h_g – расстояния от центра масс до передней, задней осей и поверхности дороги соответственно, м; L – база автомобиля, м; G_a – вес автомобиля, Н; r_d – динамический радиус колёс, м; α – продольный угол дороги, рад или град; i – продольный уклон дороги; W – фактор обтекаемости автомобиля, Н·с²/м²; V – скорость автомобиля, м/с; F_{cx} – сила сопротивления прицепа, Н; $\eta_{\tau.3}$ и $u_{\tau.3}$ – КПД и передаточное число привода от тормоза-замедлителя до колёс соответственно.

Примеры решения типовых задач

Пример 5.1. Грузовой автомобиль тормозит на спуске с уклоном 10%. Полная масса автомобиля 12 т; фактор обтекаемости 3,4 Н·с²/м²; начальная скорость торможения 80 км/ч; коэффициент сопротивления качению 0,014; коэффициент учёта вращающихся масс 1,071; статический радиус колёс 0,495 м. Определить тормозной момент, создаваемый рабочей тормозной системой, необходимый для обеспечения замедления при торможении, равного 4 м/с².

Дано: $i = 10\%$; $m_a = 12$ т; $W = 3,4$ Н·с²/м²; $V_{a0} = 80$ км/ч; $f = 0,014$; $\delta_{\tau} = 1,071$; $r_{ст} = 0,495$ м; $a_{\tau} = 4$ м/с².

Определить: T_{τ} .

Решение: Силы, действующие на автомобиль при торможении на спуске:

– сила инерции

$$F_a = \delta_{\tau} m_a a_{\tau} = 1,071 \cdot 12000 \cdot 4 = 51408 \text{ Н};$$

– скатывающая сила

$$F_i = G_a i = m_a g i = 12000 \cdot 9,81 \left(\frac{10}{100} \right) = 11772 \text{ Н};$$

– сила сопротивления качению

$$F_f = f G_a = f m_a g = 0,014 \cdot 12000 \cdot 9,81 = 1648 \text{ Н};$$

– сила сопротивления воздуха

$$F_B = W V^2 = 3,4 \left(\frac{80}{3,6} \right)^2 = 1679 \text{ Н};$$

– тормозная сила

из уравнения движения автомобиля $F_a + F_i - F_\tau - F_f - F_B = 0$

$$F_\tau = F_a + F_i - F_f - F_B = 51408 + 11772 - 1648 - 1679 = 59853 \text{ Н}.$$

Тормозной момент при $r_d = r_{ст} = 0,495 \text{ м}$

$$T_\tau = F_\tau r_d = 59853 \cdot 0,495 = 29627 \text{ Н}\cdot\text{м} = 29,6 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Ответ: $T_\tau = 29,6 \text{ кН}\cdot\text{м}.$

Пример 5.2. Грузовой автомобиль при движении на горизонтальной дороге затормаживается моторным тормозом-замедлителем. Тормозной момент двигателя определяется зависимостью $T_{т.д} = 52,5 + 0,312 n_e \text{ Н}\cdot\text{м}$. Масса автомобиля 15305 кг; коэффициент сопротивления воздуха $0,78 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; лобовая площадь $7,52 \text{ м}^2$; обратный КПД трансмиссии 0,82; передаточные числа: коробки передач 1,00, главной передачи 6,52; статический радиус колёс с радиальными шинами 0,47 м; коэффициент сопротивления качению 0,011; момент инерции вращающихся частей двигателя $1,294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; момент инерции колеса $12,08 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; число колёс 10. Определить тормозной динамический фактор автомобиля при частотах вращения вала двигателя 2600 об/мин и 1000 об/мин, а также среднюю величину замедления при изменении частоты вращения в заданном диапазоне.

Дано: $\alpha = 0$; $T_{т.д} = 52,5 + 0,312 n_e \text{ Н}\cdot\text{м}$; $m_a = 15305 \text{ кг}$; $k_B = 0,78 \text{ Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^4$; $A_B = 7,52 \text{ м}^2$; $\eta'_{тр} = 0,82$; $u_K = 1,00$; $u_0 = 6,53$; $r_{ст} = 0,47 \text{ м}$; $r_K = 1,04 r_{ст}$; $f = 0,011$; $J_e = 1,294 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_K = 12,08 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $n_K = 10$; $n_{e1} = 2600 \text{ об/мин}$; $n_{e2} = 1000 \text{ об/мин}$.

Определить: $D_{\tau 1}$; $D_{\tau 2}$; $a_{тср}$.

Решение: Радиусы ведущих колёс:

– динамический

$$r_{\text{д}} = r_{\text{ст}} = 0,47 \text{ м};$$

– качения

$$r_{\text{к}} = 1,04 r_{\text{ст}} = 1,04 \cdot 0,47 = 0,49 \text{ м}.$$

Скорости автомобиля при $n_{e1} = 2600$ об/мин и $n_{e2} = 1000$ об/мин

$$V_1 = \frac{0,105 n_{e1} r_{\text{к}}}{u_{\text{к}} u_0} = \frac{0,105 \cdot 2600 \cdot 0,49}{1,00 \cdot 6,53} = 20,4 \text{ м/с};$$

$$V_2 = \frac{0,105 n_{e2} r_{\text{к}}}{u_{\text{к}} u_0} = \frac{0,105 \cdot 1000 \cdot 0,49}{1,00 \cdot 6,53} = 7,9 \text{ м/с}.$$

Моменты трения в двигателе при $n_{e1} = 2600$ об/мин и $n_{e2} = 1000$ об/мин

$$T_{\text{т.д1}} = 52,5 + 0,312 n_{e1} = 52,5 + 0,312 \cdot 2600 = 863,7 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{т.д2}} = 52,5 + 0,312 n_{e2} = 52,5 + 0,312 \cdot 1000 = 364,5 \text{ Н·м}.$$

Силы, действующие на автомобиль, при $n_{e1} = 2600$ об/мин и $n_{e2} = 1000$ об/мин:

– силы трения двигателя

$$F_{\text{т.д1}} = \frac{T_{\text{т.д1}} u_{\text{к}} u_0}{r_{\text{д}} \eta'_{\text{тр}}} = \frac{863,7 \cdot 1,00 \cdot 6,53}{0,47 \cdot 0,82} = 14634 \text{ Н};$$

$$F_{\text{т.д2}} = \frac{T_{\text{т.д2}} u_{\text{к}} u_0}{r_{\text{д}} \eta'_{\text{тр}}} = \frac{364,5 \cdot 1,00 \cdot 6,53}{0,47 \cdot 0,82} = 6176 \text{ Н};$$

– силы сопротивления воздуха

$$F_{\text{в1}} = k_{\text{в}} A_{\text{в}} V_1^2 = 0,78 \cdot 7,52 \cdot 20,4^2 = 2441 \text{ Н};$$

$$F_{\text{в2}} = k_{\text{в}} A_{\text{в}} V_2^2 = 0,78 \cdot 7,52 \cdot 7,9^2 = 366 \text{ Н};$$

– сила веса

$$G_{\text{а}} = m_{\text{а}} g = 15305 \cdot 9,81 = 150142 \text{ Н}.$$

Тормозные динамические факторы автомобиля при $n_{e1} = 2600$ об/мин
и $n_{e2} = 1000$ об/мин

$$D_{\tau 1} = \frac{F_{\tau, \text{д}1} + F_{\text{в}1}}{G_a} = \frac{14634 + 2441}{150142} = 0,114 ;$$

$$D_{\tau 2} = \frac{F_{\tau, \text{д}2} + F_{\text{в}2}}{G_a} = \frac{6176 + 366}{150142} = 0,044 .$$

Коэффициент сопротивления дороги при $\alpha = 0$

$$\psi = f \cos \alpha + \sin \alpha = f = 0,011 .$$

Коэффициент учёта вращающихся масс

$$\delta_{\tau} = 1 + \frac{J_e u_k^2 u_d^2}{m_a r_d r_k \eta'_{\text{тр}}} + \frac{J_k n_k}{m_a r_d r_k} = 1 + \frac{1,294 \cdot 1,00^2 6,53^2}{15305 \cdot 0,47 \cdot 0,49 \cdot 0,82} +$$

$$+ \frac{12,08 \cdot 10}{15305 \cdot 0,47 \cdot 0,49} = 1,053 .$$

Замедления автомобиля:

– при $n_{e1} = 2600$ об/мин

$$a_{\tau 1} = \frac{(D_{\tau 1} + \psi)g}{\delta_{\tau}} = \frac{(0,114 + 0,011) \cdot 9,81}{1,053} = 1,16 \text{ м/с}^2 ;$$

– при $n_{e2} = 1000$ об/мин

$$a_{\tau 2} = \frac{(D_{\tau 2} + \psi)g}{\delta_{\tau}} = \frac{(0,044 + 0,011) \cdot 9,81}{1,053} = 0,51 \text{ м/с}^2 ;$$

– среднее

$$a_{\text{ср}} = \frac{a_{\tau 1} + a_{\tau 2}}{2} = \frac{1,16 + 0,51}{2} = 0,835 \text{ м/с}^2 .$$

Ответ: $D_{\tau 1} = 0,114$; $D_{\tau 2} = 0,044$; $a_{\text{ср}} = 0,835 \text{ м/с}^2$.

Пример 5.3. При торможении на спуске с уклоном 10% автомобиль со скорости 60 км/ч до полной остановки прошёл путь на 10 м больший, чем при торможении на таком же подъёме. Определить коэффициент продольного сцепления колёс с дорогой, если коэффициент сцепления,

начальная скорость торможения, время запаздывания тормозного привода и время нарастания замедления в обоих случаях были одинаковы.

Дано: $i_1 = -10\%$; $V_{a01} = 60$ км/ч; $S_{o1} - S_{o2} = 10$ м; $i_2 = 10\%$; $|i_1| = |i_2| = i$; $V_{a02} = V_{a01} = V_{a0}$; $t_{32} + t_{н2} = t_{31} + t_{н1} = t_3 + t_{н}$.

Определить: φ_x .

Решение: Продольный угол дороги

$$\alpha = \operatorname{arctg} i = \operatorname{arctg} \left(\frac{10}{100} \right) = 5,71^\circ.$$

Замедления автомобиля при торможении:

– на спуске

$$\begin{aligned} a_{\tau 1} &= (\varphi_x \cos \alpha - \sin \alpha)g = (\varphi_x \cos 5,71^\circ - \sin 5,71^\circ) \cdot 9,81 = \\ &= (9,76\varphi_x - 0,976) \text{ м/с}^2; \end{aligned}$$

– на подъёме

$$a_{\tau 2} = (\varphi_x \cos \alpha + \sin \alpha)g = (9,76\varphi_x + 0,976) \text{ м/с}^2.$$

Остановочные пути автомобиля при торможении:

– на спуске

$$\begin{aligned} S_{o1} &= V_0(t_3 + 0,5t_{н}) + \frac{V_0^2}{2a_{\tau 1}} = \frac{60(t_3 + 0,5t_{н})}{3,6} + \frac{60^2}{2 \cdot 3,6^2(9,76\varphi_x - 0,976)} = \\ &= 16,7(t_3 + 0,5t_{н}) + \frac{138,9}{9,76\varphi_x - 0,976} \text{ м}; \end{aligned}$$

– на подъёме

$$S_{o2} = V_0(t_3 + 0,5t_{н}) + \frac{V_a^2}{2a_{\tau 2}} = 16,7(t_3 + 0,5t_{н}) + \frac{138,9}{9,76\varphi_x + 0,976} \text{ м}.$$

Соотношение между остановочными путями

$$\begin{aligned} S_{o1} - S_{o2} &= 16,7(t_3 + 0,5t_{н}) + \frac{138,9}{9,76\varphi_x - 0,976} - \\ &- 16,7(t_3 + 0,5t_{н}) - \frac{138,9}{9,76\varphi_x + 0,976} = 10 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$138,9(9,76\varphi_x + 0,976 - 9,76\varphi_x + 0,976) = 10(9,76\varphi_x - 0,976)(9,76\varphi_x + 0,976);$$

$$271,13 = 952,58\varphi_x^2 - 9,53 ,$$

откуда

$$952,58\varphi_x^2 = 280,66 ; \varphi_x = \sqrt{\frac{280,66}{952,58}} = \sqrt{0,295} = 0,54 .$$

Ответ: $\varphi_x = 0,54$.

6. КРИВОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ, УПРАВЛЯЕМОСТЬ И МАНЁВРЕННОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Условия осуществления поворота

Поворачивающие моменты, действующие на автомобиль (Н·м):

– с передними ведомыми и управляемыми колёсами

$$T_{\Pi} = R_{y1} L \cos \theta; \quad (6.1)$$

– с передними ведущими и управляемыми колёсами

$$T_{\Pi} = F_T L \sin \theta. \quad (6.2)$$

Моменты сопротивления повороту автомобиля (Н·м):

– с передними ведомыми и управляемыми колёсами

$$T_c = R_{x1} L \sin \theta + \frac{(R_{x2B} - R_{x2H}) B_2}{2} \text{ при } R_{x2B} > R_{x2H}; \quad (6.3)$$

$$T_c = R_{x1} L \sin \theta \text{ при } R_{x2B} = R_{x2H}; \quad (6.4)$$

– с передними ведущими управляемыми колёсами

$$T_c = f G_{a1} L \sin \theta + \frac{\Delta f_2 G_{a2} B_2}{4} \text{ при } R_{x2B} > R_{x2H}; \quad (6.5)$$

$$T_c = R_{x1} L \sin \theta \text{ при } R_{x2B} = R_{x2H}. \quad (6.6)$$

Условия поворота автомобиля:

– с передними ведомыми и управляемыми колёсами

$$\varphi > \sqrt{f^2 + \left[f \operatorname{tg} \theta + \frac{(R_{x2B} - R_{x2H}) B_2}{2 G_{a1} L \cos \theta} \right]^2} \text{ при } R_{x2B} > R_{x2H}; \quad (6.7)$$

$$\varphi > \frac{f}{\cos \theta} \text{ при } R_{x2B} = R_{x2H}; \quad (6.8)$$

– с передними ведущими и управляемыми колёсами

$$\varphi > \sqrt{f^2 + \left[f^2 \operatorname{tg} \theta + \frac{\Delta f_2 G_{a2} B_2}{4 G_{a1} L \cos \theta} \right]^2} \quad \text{при } R_{x2в} > R_{x2н}; \quad (6.9)$$

$$\varphi > f \quad \text{при } R_{x2в} = R_{x2н}, \quad (6.10)$$

где R_{x1} и R_{y1} – суммарные продольные и поперечные реакции, действующие на передние колёса соответственно, Н; $R_{x2в}$ и $R_{x2н}$ – продольные реакции, действующие на внутреннее и наружное задние колёса соответственно, Н; F_T – тяговая сила, действующая на передние колёса, Н; G_{a1} и G_{a2} – веса, приходящиеся на передние и задние колёса, соответственно, Н; L – база автомобиля, м; B_2 – колея задних колёс м; θ – средний угол поворота управляемых колёс, рад или град; φ – коэффициент сцепления колёс с опорной поверхностью; f – коэффициент сопротивления качению колёс; Δf_2 – разница в коэффициентах сопротивления качению задних колёс.

2. Боковой увод колеса с пневматической шиной

Углы увода колеса (рад):

– силового

$$\delta_F = \frac{F_y}{k_y}; \quad (6.11)$$

– кинематического

$$\delta_\gamma = \frac{\gamma}{k_\gamma}; \quad (6.12)$$

– суммарный

$$\delta = \delta_F \pm \delta_\gamma = \frac{F_y}{k_y} \pm \frac{\gamma}{k_\gamma}, \quad (6.13)$$

где F_y – боковая сила, действующая на колесо, Н; k_y – коэффициент сопротивления уводу от действия боковой силы, Н/рад; γ – угол наклона колеса к поверхности дороги в поперечной вертикальной плоскости, рад; k_γ – коэффициент сопротивления уводу от наклона колеса.

Приближённая формула для расчёта коэффициента сопротивления уводу (Н/рад)

$$k_{y0} = A \cdot 10^{-6} B_{\text{ш}} (d + 2B_{\text{ш}}) (p_{\text{в}} + 0,1), \quad (6.14)$$

где A – коэффициент, учитывающий конструкцию шины; $A = 0,5$ для диагональной шины; $A = 0,76$ для радиальной шины; $B_{\text{ш}}$ и d – ширина профиля и посадочный диаметр обода шины соответственно, м; $p_{\text{в}}$ – давление воздуха в шине, МПа.

Коэффициент сопротивления уводу (Н/рад) с учётом условий работы колеса

$$k_y = k_{y0} q_z q_{\text{т}} q_{\varphi}, \quad (6.15)$$

где k_{y0} – коэффициент сопротивления уводу ведомого колеса при оптимальных значениях нормальной нагрузки и давления воздуха в шине и линейной зависимости угла увода от боковой силы; q_z , $q_{\text{т}}$, q_{φ} – коэффициенты коррекции;

q_z – коэффициент коррекции, учитывающий отклонение нормальной нагрузки от оптимальной,

$$q_z = 2,4a_z - 1,8a_z^2 + 0,4a_z^3, \quad (6.16)$$

где $a_z = F_z / F_{z \text{ опт}}$ ($F_{z \text{ опт}}$ и F_z – оптимальная и отличающаяся от оптимальной нормальные нагрузки на колесо соответственно, Н);

$q_{\text{т}}$ – коэффициент коррекции, учитывающий влияние продольной реакции, действующей на колесо:

$$q_{\text{т}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi R_z} \right)^2}}{1 + 0,375 \left(\frac{R_x}{R_z} \right)}; \quad (6.17)$$

q_{φ} – коэффициент, учитывающий нелинейную зависимость угла увода от боковой силы:

$$q_{\varphi} = \frac{\arctg \left[\frac{\pi k_{y0} (\delta - \delta_0)}{2 \varphi R_z} \right]}{\frac{\pi k_{y0} (\delta - \delta_0)}{2 \varphi R_z}}, \quad (6.18)$$

где R_x и R_z – продольная и нормальная реакции, действующие на колесо соответственно, Н; φ – коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью; δ_0 – максимальная величина угла увода на линейном участке зависимости $F_y = f(\delta)$; $\delta_0 = 0,025 \dots 0,035$ рад ($1,4 \dots 2^\circ$).

3. Кинематика поворота автомобиля

Соотношение между углами поворота управляемых колёс:

– при отсутствии увода колёс

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} = \frac{B_{\text{шк}}}{L}; \quad (6.19)$$

– при уводе передних и задних колёс

$$\operatorname{ctg} \theta_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \theta_{\text{в}} = \frac{B_{\text{шк}} \left[L - \frac{m_{a2} V^2}{k_{y2}} \right]}{\left[L - \left(\frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}} \right) V^2 \right]^2}, \quad (6.20)$$

где $\theta_{\text{н}}$ и $\theta_{\text{в}}$ – углы поворота наружного и внутреннего управляемых колёс соответственно, рад; $B_{\text{шк}}$ – расстояние между осями шкворней поворотных цапф, м; L – база автомобиля, м; m_{a1} и m_{a2} – массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси, соответственно, кг; k_{y1} и k_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей соответственно, Н/рад; V – скорость автомобиля, м/с.

Радиусы поворота автомобиля (м):

– при отсутствии увода колёс

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \approx \frac{L}{\theta}; \quad (6.21)$$

– при уводе передних и задних колёс

$$R_{\delta} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{L}{\theta + \delta_2 - \delta_1}; \quad (6.22)$$

расстояния от центра поворота до задней оси (м):

– при отсутствии увода колёс $C = 0$;

– при уводе передних и задних колёс

$$C = \frac{L \operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} \approx \frac{L \delta_2}{\theta + \delta_2 - \delta_1}; \quad (6.23)$$

угловые скорости автомобиля (рад/с):

– при отсутствии увода колёс

$$\omega_a = \frac{V}{R} = \frac{V \operatorname{tg} \theta}{L} \approx \frac{V \theta}{L}; \quad (6.24)$$

– при уводе передних и задних колёс

$$\omega_a = \frac{V}{R_\delta} = \frac{V [\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2]}{L} \approx \frac{V(\theta + \delta_2 - \delta_1)}{L}, \quad (6.25)$$

где θ – средний угол поворота управляемых колёс, рад; δ_1 и δ_2 – углы увода передней и задней осей соответственно, рад; L – база автомобиля, м; V – скорость автомобиля, м/с.

4. Силы и моменты, действующие на автомобиль при повороте

Силы инерции (Н):

– продольная составляющая

$$\begin{aligned} F_{ax} &= \delta m_a \left[\frac{V^2 \left(\frac{b}{R_\delta} - \delta_2 \right)}{R_\delta} - \dot{V} \right] = \\ &= \delta m_a \left\{ V^2 [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2] \frac{(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L^2} - \dot{V} \right\}; \end{aligned} \quad (6.26)$$

– поперечная составляющая

$$\begin{aligned} F_{ay} &= -m_a \left\{ \frac{V^2}{R_\delta} + \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \dot{V} \left(\frac{b}{R_\delta} - \delta_2 \right) \right\} = \\ &= -m_a \left\{ \frac{V^2(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} + \frac{V [b(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) - a\dot{\delta}_2]}{L} + \frac{\dot{V} [b(\theta - \delta_1) - a\delta_2]}{L} \right\}; \end{aligned} \quad (6.27)$$

инерционный момент относительно вертикальной оси (Н·м)

$$T_{az} = -m_a \rho_z^2 \frac{\dot{V}(\theta - \delta_1 + \delta_2) + V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_2)}{L}; \quad (6.28)$$

боковые (поперечные) реакции на передние и задние колёса (Н)

$$R_{y1} = \frac{F_{ay}b + T_{az} + T_{c2}}{L \cos \theta} + R_{x1} \operatorname{tg} \theta; \quad (6.29)$$

$$R_{y2} = \frac{F_{ay}a - T_{az} - T_{c2}}{L}; \quad (6.30)$$

при $\theta \leq 10^\circ$ $\cos \theta \approx 1$; $R_{x1} \operatorname{tg} \theta \approx 0$; при $R_{x2B} \approx R_{x2H}$ $T_{c2} \approx 0$

$$R_{y1} = \frac{F_{ay}b + T_{az}}{L} = m_{a1} \left\{ \frac{V^2(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} + \frac{[V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) + \dot{V}(\theta - \delta_1)](\rho_z^2 + b^2) + (V\dot{\delta}_2 + \dot{V}\delta_2)(\rho_z^2 - ab)}{bL} \right\}; \quad (6.31)$$

$$R_{y2} = \frac{F_{ay}a - T_{az}}{L} = m_{a2} \left\{ \frac{V^2(\theta - \delta_1 + \delta_2)}{L} - \frac{[V(\dot{\theta} - \dot{\delta}_1) + \dot{V}(\theta - \delta_1)](\rho_z^2 - ab) - (V\dot{\delta}_2 + \dot{V}\delta_2)(\rho_z^2 + a^2)}{aL} \right\}; \quad (6.32)$$

где δ – коэффициент учёта вращающихся масс; m_a – масса автомобиля, кг; V – скорость автомобиля, м/с; $\dot{V}$ – ускорение или замедление автомобиля, м/с²; a и b – расстояния от центра масс до передней и задней осей соответственно, м; θ – средний угол поворота управляемых колёс, рад; δ_1 и δ_2 – углы увода передней и задней осей соответственно, рад; L – база автомобиля, м; $\dot{\theta}$ – скорость изменения угла поворота управляемых колёс, рад/с; $\dot{\delta}_1$ и $\dot{\delta}_2$ – скорости изменения углов увода передней и задней осей соответственно, рад/с; ρ_z – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси, м; T_{c2} – момент сопротивления повороту автомобиля при $R_{x2B} \neq R_{x2H}$, Н·м; R_{x1} – продольные реакции на передние колёса автомобиля, Н; m_{a1} и m_{a2} – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси, соответственно, кг.

5. Поворачиваемость автомобиля

Коэффициент статической поворачиваемости автомобиля ($\text{с}^2/\text{м}$)

$$k_{\text{пб}} = \frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}}; \quad (6.33)$$

кинематические параметры статической поворачиваемости автомобиля при круговом движении:

– радиус поворота (м)

$$R_{\delta} = \frac{L - k_{\text{пб}} V^2}{\theta}; \quad (6.34)$$

– угловая скорость поворота (рад/с)

$$\omega_a = \frac{V\theta}{L - k_{\text{пб}} V^2}; \quad (6.35)$$

– статическая чувствительность автомобиля к управлению (с^{-1}):

$$W_y = \frac{\omega_a}{\theta} = \frac{V}{L - k_{\text{пб}} V^2}; \quad (6.36)$$

– показатель статической поворачиваемости (рад)

$$\Pi = \delta_2 - \delta_1; \quad (6.37)$$

– признаки определения типа поворачиваемости автомобиля:

- нейтральная $\delta_1 = \delta_2$; $k_{\text{пб}} = 0$; $W_y = \frac{V}{L}$;
- недостаточная $\delta_1 > \delta_2$; $k_{\text{пб}} < 0$; $W_y < \frac{V}{L}$;
- избыточная $\delta_2 > \delta_1$; $k_{\text{пб}} > 0$; $W_y > \frac{V}{L}$,

где m_{a1} и m_{a2} – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля, соответственно, кг; k_{y1} и k_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей соответственно, Н/рад; L – база автомобиля, м; θ – средний угол поворота управляемых колёс, рад; V – скорость автомобиля, м/с; δ_1 и δ_2 – углы увода передней и задней осей соответственно, рад.

6. Крен поддрессоренной массы автомобиля

Моменты, действующие на поддрессоренную массу (Н·м):

– момент крена

$$T_{кр} = F_y^п h_{\lambda}; \quad (6.38)$$

– восстанавливающий момент

$$T_B = c_{\lambda} \lambda. \quad (6.39)$$

Плечо крена (м)

$$h_{\lambda} \approx h_{п} - \frac{a_{п} h_2 \pm b_{п} h_1}{L}. \quad (6.40)$$

Угловая жёсткость подвески (Н·м/рад):

– зависимой

$$c'_{\lambda} = 0,5 \eta_p B_p^2 c_p; \quad (6.41)$$

– независимой

$$c''_{\lambda} = 0,5 B^2 c_{пр}; \quad (6.42)$$

– суммарная зависимой

$$c'_{\lambda c} = c'_{\lambda} + c_{ст} + c_{p.э}; \quad (6.43)$$

– суммарная независимой

$$c''_{\lambda c} = c''_{\lambda} + c_{ст} + c_{p.э}; \quad (6.44)$$

– суммарная автомобиля

$$c_{\lambda} = c_{\lambda 1} + c_{\lambda 2}. \quad (6.45)$$

Угол крена поддрессоренной массы (рад):

– при прямолинейном движении на косогоре

$$\lambda = \frac{G_{п} h_{\lambda} \sin \beta}{c_{\lambda} - G_{п} h_{\lambda} \cos \beta}; \quad (6.46)$$

– при круговом движении на горизонтальной дороге

$$\lambda = \frac{F_{ay}^п h_{\lambda}}{c_{\lambda} - G_{п} h_{\lambda}}, \quad (6.47)$$

где F_{ay}^n – боковая сила, действующая на подрессоренную массу, Н; a_n , b_n , h_n – расстояния от центра подрессоренной массы до передней, задней осей и опорной поверхности соответственно, м; h_1 и h_2 – расстояния от переднего и заднего центров крена до опорной поверхности соответственно, м; η_p – коэффициент, учитывающий увеличение нормальной жёсткости рессор при скручивании в поперечном направлении; $\eta_p = 1,05 \dots 1,25$; B_p – рессорная колея, м; c_p – нормальная жёсткость рессор, Н/м; B – колея автомобиля, м; c_{np} – нормальная жёсткость упругого элемента подвески, приведённая к колесу, Н/м; $c_{ст}$ – угловая жёсткость стабилизатора поперечной устойчивости, Н·м/рад; $c_{p.э}$ – угловая жёсткость резиновых элементов подвески, Н·м/рад; G_n – вес подрессоренных частей автомобиля, Н; β – угол косогора, рад.

7. Нормальные реакции опорной поверхности при криволинейном движении автомобиля (Н):

– на внутреннее и наружное передние колёса

$$R_{z1B} = 0,5m_{a1}g - \frac{(m_{n1}h_1 + m_{n1}r_d)a_y + T_{p1}}{B_1}; \quad (6.48)$$

$$R_{z1H} = 0,5m_{a1}g + \frac{(m_{n1}h_1 + m_{n1}r_d)a_y + T_{p1}}{B_1}; \quad (6.49)$$

– на внутреннее и наружное задние колёса

$$R_{z2B} = 0,5m_{a2}g - \frac{(m_{n2}h_2 + m_{n2}r_d)a_y + T_{p2}}{B_2}; \quad (6.50)$$

$$R_{z2H} = 0,5m_{a2}g + \frac{(m_{n2}h_2 + m_{n2}r_d)a_y + T_{p2}}{B_2}; \quad (6.51)$$

реактивные (восстанавливающие) моменты (Н·м):

– передней подвески

$$T_{p1} = \frac{T_p c_{\lambda 1}}{c_{\lambda}}; \quad (6.52)$$

– задней подвески

$$T_{p2} = \frac{T_p c_{\lambda 2}}{c_{\lambda}}, \quad (6.53)$$

где m_{a1} и m_{a2} – части полной массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля, соответственно, кг; $m_{п1}$ и $m_{п2}$ – поддрессоренные массы передней и задней подвесок соответственно, кг; $m_{н1}$ и $m_{н2}$ – неподдрессоренные массы передней и задней подвесок соответственно, кг; h_1 и h_2 – расстояния от переднего и заднего центров крена до опорной поверхности, м; r_d – динамический радиус колёс, м; a_y – боковое (поперечное) ускорение, м/с²; B_1 и B_2 – колеи передних и задних колёс соответственно, м; T_p – суммарный реактивный момент передней и задней подвесок, Н·м; $c_{\lambda 1}$ и $c_{\lambda 2}$ – угловые жёсткости передней и задней подвесок соответственно, Н·м/рад; c_{λ} – суммарная угловая жёсткость подвесок, Н·м/рад.

8. Кривизна траектории при криволинейном движении с постоянной скоростью (1/м)

$$K = \frac{\theta_p}{u_{p.y} L} \left[1 + \frac{m_a V^2 (a k_{y1} - b k_{y2})}{L^2 k_{y1} k_{y2}} \right], \quad (6.54)$$

где θ_p – угол поворота рулевого колеса, рад; $u_{p.y}$ – передаточное число рулевого управления; L – база автомобиля, м; m_a – масса автомобиля, кг; V – скорость автомобиля, м/с; a и b – расстояния от центра масс до передней и задней осей соответственно, м; k_{y1} и k_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей соответственно, Н/рад.

9. Колебания управляемых колёс относительно шкворней

Колебания, вызываемые неуравновешенностью управляемых колёс:

– статический момент дисбаланса (Н·м)

$$T_{дб} = m_n g r_m; \quad (6.55)$$

– поворачивающий момент (Н·м)

$$T_{п} = \frac{T_{дб} V^2 l_{ц}}{g r_k^2} \sin(\omega_k t), \quad (6.56)$$

где m_n – неуравновешенная масса, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; r_m – эксцентриситет, м; V – скорость автомобиля, м/с; $l_{ц}$ – длина по-

воротной цапфы, м; r_k – радиус качения колеса, м; ω_k – угловая скорость колеса, рад/с; t – время, с.

Колебания, вызываемые неровностями дороги:

– поворачивающий момент (Н·м)

$$T_{\Pi} = R_z l_{\Pi} \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.57)$$

где R_z – реакция на колесо со стороны неровности, Н; l_{Π} – длина поворотной цапфы, м; α – угол, образованный поверхностью неровности с горизонталью, рад.

Автоколебания управляемых колёс

Парциальные частоты (рад/с):

– поперечной вертикальной системы

$$\omega_{\gamma} = \sqrt{\frac{c_p B_p^2 + c_{\text{ш}} B^2}{2J_{\gamma}}}; \quad (6.58)$$

– горизонтальной системы

$$\omega_o = \sqrt{\frac{c_{\theta}}{2J_o}}, \quad (6.59)$$

где c_p и $c_{\text{ш}}$ – нормальные жёсткости рессор и шин соответственно, Н/м; B_p и B – рессорная колея и колея моста соответственно, м; J_{γ} – момент инерции управляемого моста вместе с колёсами относительно продольной оси, проходящей через его центр масс, кг·м²; c_{θ} – угловая жёсткость рулевого привода и колёс, Н·м/рад; J_o – момент инерции управляемого колеса с поворотной цапфой и деталями тормозного механизма относительно шкворня, кг·м².

Гироскопические моменты (Н·м):

– момент, поворачивающий колёса относительно шкворней,

$$T_{\Gamma\gamma} = 2J_k \omega_k \omega_{\gamma}; \quad (6.60)$$

– момент, поворачивающий оси колёс вместе с осью моста относительно продольной оси,

$$T_{\Gamma\theta} = 2J_k \omega_k \omega_o, \quad (6.61)$$

где J_k – момент инерции колеса относительно оси его вращения, кг·м²; ω_k – угловая скорость вращения колеса, рад/с.

10. Стабилизация управляемых колёс

Стабилизирующие моменты (Н·м):

– за счёт увода управляемых колёс

$$T_{\text{ст}}^{\delta} = R_{y1}e \pm R_{x1}\Delta = k_y\delta e \pm R_{x1}\Delta; \quad (6.62)$$

– за счёт продольного наклона шкворня при движении по круговой траектории с постоянной скоростью

$$T_{\text{ст}}^{\beta} = R_{y1}r_d \sin \beta = \frac{m_a b V^2 r_d \sin \beta}{LR \cos \theta}; \quad (6.63)$$

– за счёт смещения шкворня вперёд без наклона

$$T_{\text{ст}}^{\alpha} = R_{y1}a_c = \frac{m_a b V^2 a_c}{LR \cos \theta}; \quad (6.64)$$

– за счёт продольного наклона шкворня и увода управляемых колёс

$$T_{\text{ст}}^{\beta} + T_{\text{ст}}^{\delta} = R_{y1}(r_d \beta + e) = \frac{m_a b V^2 (r_d \beta + e)}{LR \cos \theta}; \quad (6.65)$$

– за счёт поперечного наклона шкворня

$$T_{\text{ст}}^{\alpha} = G_{a1}c_1 \sin \theta \cos \alpha \sin \alpha, \quad (6.66)$$

где R_{y1} – суммарная боковая реакция, действующая на передние управляемые колёса, Н; e – смещение точки приложения боковой реакции от центра пятна контакта колеса с опорной поверхностью, м; R_{x1} – суммарная продольная реакция, действующая на передние управляемые колёса, Н; Δ – смещение вектора продольной реакции относительно центра колеса, м; k_y – коэффициент сопротивления уводу передней оси, Н/рад; δ – угол увода передней оси, рад; r_d – динамический радиус передних колёс, м; β – угол продольного наклона шкворня, рад; m_a – масса автомобиля, кг; V – скорость автомобиля, м/с; L – база автомобиля, м; R – радиус поворота, м; θ – средний угол поворота передних управляемых колёс, рад; a_c – смещение шкворня вперёд, м; G_{a1} – вес автомобиля, приходящийся на управляемые колёса, Н; c – плечо обкатки колеса, м; α – угол поперечного наклона шкворня, рад.

11. Манёвренность автомобиля

Геометрические измерители манёвренности:

– минимальный радиус поворота (м)

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \theta_{\max}} + l_{\text{ц}}; \quad (6.67)$$

– минимальный радиус поворота по следу заднего внутреннего колеса (м)

$$R_{\min \text{ вн}} = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta_{\max}} - l_{\text{ц}}; \quad (6.68)$$

– внешний габаритный радиус поворота автомобиля (м)

$$R_{\text{габmax}} = R_{\min} + \Delta_1; \quad (6.69)$$

– внутренний габаритный радиус поворота автомобиля (м)

$$R_{\text{габmin}} = R_{\min \text{ вн}} - \Delta_2; \quad (6.70)$$

– поворотная ширина автомобиля по следам колёс (м) при $\theta_{\text{н}} = \theta_{\text{в}}$

$$B_{\text{п}} = B + \frac{L(1 - \cos \theta_{\text{н}})}{\sin \theta_{\text{н}}}; \quad (6.71)$$

– габаритная полоса движения (м)

$$B_{\text{габ}} = R_{\text{габmax}} - R_{\text{габmin}} = B_{\text{п}} + \Delta_1 + \Delta_2, \quad (6.72)$$

где L – база автомобиля, м; $l_{\text{ц}}$ – длина поворотной цапфы, м; $\theta_{\max}$ и $\theta_{\text{вmax}}$ – максимальные углы поворота наружного и внутреннего управляемых колёс соответственно, рад; Δ_1 и Δ_2 – расстояния наиболее удалённой и близкой точек автомобиля от осей следов переднего наружного и заднего внутреннего колёс соответственно, м.

Силовые измерители манёвренности:

– усилие на рулевом колесе (Н)

$$F_{\text{р}} = \frac{T_{\Sigma}}{R_{\text{р}} u_{\text{р.у}} \eta_{\text{р.у}}}; \quad (6.73)$$

– удельная тяговая сила при повороте

$$f_{\text{п}} = \frac{F_{\text{т}}}{G_{\text{а}}}; \quad (6.74)$$

– коэффициент использования сцепной силы колёс при повороте для i -й оси

$$k_{\varphi i} = \frac{\sqrt{R_{xi}^2 + R_{yi}^2}}{\varphi R_{zi}}, \quad (6.75)$$

где T_{Σ} – суммарный момент на цапфах управляемых колёс, Н·м; R_p – радиус рулевого колеса, м; $u_{p.y}$ – силовое передаточное число рулевого управления; $\eta_{p.y}$ – КПД рулевого управления; F_T – тяговая сила на ведущих колёсах при повороте с минимальным радиусом $R_{\min}$ и минимальной устойчивой скоростью $V_{\min} \approx 5$ км/ч, Н; G_a – сила тяжести автомобиля, Н; R_{xi} , R_{yi} , R_{zi} – продольная, боковая и нормальная реакции, действующие на колёса i -й оси, Н; φ – коэффициент сцепления колёс с дорогой.

Примеры решения типовых задач

Пример 6.1. Двухосный автомобиль с передними ведомыми и задними ведущими колёсами совершает поворот по дороге с коэффициентом сопротивления качению 0,15 и коэффициентом сцепления 0,3. База автомобиля 4,6 м. В ведущем мосту установлен простой конический дифференциал. Определить возможность поворота автомобиля с радиусом 5,4 м.

Дано: $f = 0,15$; $\varphi = 0,3$; $L = 4,6$ м; $R_{x2B} = R_{x2H}$; $R = 5,4$ м.

Определить: возможность поворота.

Решение: Условие возможности поворота при $R_{x2B} = R_{x2H}$ $\varphi > \frac{f}{\cos \theta}$.

Средний угол поворота управляемых колёс

$$\theta = \arctg\left(\frac{L}{R}\right) = \arctg\left(\frac{4,6}{5,4}\right) = \arctg 0,8519 = 40^\circ 26';$$

$$\varphi = 0,3; \frac{f}{\cos \theta} = \frac{0,15}{\cos 40^\circ 26'} = \frac{0,15}{0,761} = 0,197; 0,3 > 0,197, \text{ следовательно,}$$

поворот возможен.

Ответ: поворот возможен.

Пример 6.2. Рассчитать коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей автобуса особо малого класса. На автобусе установлены колёса с шинами 185/82R15; давление воздуха в шинах: передних колёс 0,32 МПа, задних колёс 0,37 МПа.

Дано: $B_{\text{ш}} = 185$ мм; $d = 15''$; $p_{B1} = 0,32$ МПа; $p_{B2} = 0,37$ МПа.

Определить: k_{y1} ; k_{y2} .

Решение: Коэффициент сопротивления уводу переднего колеса

$$k_{yк1} = 760 B_{ш} (d + 2 B_{ш}) (0,1 + p_{в1}) = 760 \cdot 0,185 (0,0254 \cdot 15 + 2 \cdot 0,185) \times \\ \times (0,1 + 0,32) = 44,3 \text{ кН / рад.}$$

Коэффициент сопротивления уводу заднего колеса

$$k_{yк2} = 760 B_{ш} (d + 2 B_{ш}) (0,1 + p_{в2}) = 760 \cdot 0,185 (0,0254 \cdot 15 + 2 \cdot 0,185) \times \\ \times (0,1 + 0,37) = 49,6 \text{ кН / рад.}$$

Коэффициент сопротивления уводу передней оси

$$k_{y1} = 2k_{yк1} = 2 \cdot 44,3 = 88,6 \text{ кН / рад.}$$

Коэффициент сопротивления уводу задней оси

$$k_{y2} = 2k_{yк2} = 2 \cdot 49,6 = 99,2 \text{ кН / рад.}$$

Ответ: $k_{y1} = 88,6 \text{ кН/рад}$; $k_{y2} = 99,2 \text{ кН/рад}$.

Пример 6.3. Спортивный автомобиль движется по круговой траектории радиусом 250 м. Масса автомобиля 990 кг; база 2,26 м; расстояние от центра масс до передней оси 1,22 м; коэффициенты сопротивления уводу: переднего колеса 59 кН/рад, заднего – 71 кН/рад. Определить, во сколько раз изменится средний угол поворота управляемых колёс и угловая скорость поворота автомобиля при разгоне с 10 км/ч до 160 км/ч.

Дано: $R_{\delta} = 250 \text{ м}$; $m_a = 990 \text{ кг}$; $L = 2,26 \text{ м}$; $a = 1,22 \text{ м}$; $k_{yк1} = 59 \text{ кН/рад}$; $k_{yк2} = 71 \text{ кН/рад}$; $V'_a = 10 \text{ км/ч}$; $V''_a = 160 \text{ км/ч}$.

Определить: $\frac{\theta''}{\theta'}$; $\frac{\omega''_a}{\omega'_a}$.

Решение

Распределение массы автомобиля по осям:

– масса, приходящая на заднюю ось,

$$m_{a2} = \frac{m_a a}{L} = \frac{990 \cdot 1,22}{2,26} = 534 \text{ кг};$$

– масса, приходящая на переднюю ось,

$$m_{a2} = m_a - m_{a2} = 990 - 534 = 456 \text{ кг.}$$

Коэффициенты сопротивления уводу осей:

– передней

$$k_{y1} = 2k_{yк1} = 2 \cdot 59 = 118 \text{ кН/рад};$$

– задней

$$k_{y2} = 2k_{yк2} = 2 \cdot 71 = 142 \text{ кН/рад}.$$

Центробежные силы, действующие на оси автомобиля при скоростях 10 км/ч и 160 км/ч:

– переднюю ось

$$F'_{ay1} = \frac{m_{a1} V_a'^2}{3,6^2 R_{\delta}} = \frac{456 \cdot 10^2}{3,6^2 \cdot 250} = 14 \text{ Н}; \quad F''_{ay1} = \frac{m_{a1} V_a''^2}{3,6^2 R_{\delta}} = \frac{456 \cdot 160^2}{3,6^2 \cdot 250} = 3603 \text{ Н};$$

– заднюю ось

$$F'_{ay2} = \frac{m_{a2} V_a'^2}{3,6^2 R_{\delta}} = \frac{534 \cdot 10^2}{3,6^2 \cdot 250} = 16 \text{ Н}; \quad F''_{ay2} = \frac{m_{a2} V_a''^2}{3,6^2 R_{\delta}} = \frac{456 \cdot 160^2}{3,6^2 \cdot 250} = 4219 \text{ Н}.$$

Углы увода осей при скоростях 10 км/ч и 160 км/ч:

– передней

$$\delta'_1 = \frac{F'_{ay1}}{k_{y1}} = \frac{14}{118 \cdot 10^3} = 0,000119 \text{ рад}; \quad \delta''_1 = \frac{F''_{ay1}}{k_{y1}} = \frac{3603}{118 \cdot 10^3} = 0,0305 \text{ рад};$$

– задней

$$\delta'_2 = \frac{F'_{ay2}}{k_{y2}} = \frac{16}{142 \cdot 10^3} = 0,000113 \text{ рад}; \quad \delta''_2 = \frac{F''_{ay2}}{k_{y2}} = \frac{4219}{142 \cdot 10^3} = 0,0297 \text{ рад}.$$

Средние углы поворота управляемых колёс при скоростях 10 км/ч и 160 км/ч:

$$\theta' = \frac{L}{R_{\delta}} + \delta'_1 - \delta'_2 = \frac{2,26}{250} + 0,000119 - 0,000113 = 0,00905 \text{ рад};$$

$$\theta'' = \frac{L}{R_{\delta}} + \delta''_1 - \delta''_2 = \frac{2,26}{250} + 0,0305 - 0,0297 = 0,00984 \text{ рад};$$

$$\frac{\theta''}{\theta'} = \frac{0,00984}{0,00905} = 1,09.$$

Угловые скорости поворота автомобиля при скоростях 10 км/ч и 160 км/ч:

$$\omega'_a = \frac{V'_a}{3,6R_\delta} = \frac{10}{3,6 \cdot 250} = 0,0111 \text{ рад/с}; \quad \omega''_a = \frac{V''_a}{3,6R_\delta} = \frac{160}{3,6 \cdot 250} = 0,178 \text{ рад/с};$$

$$\frac{\omega''_a}{\omega'_a} = \frac{0,178}{0,0111} = 16.$$

Ответ: в 1,09 раза; в 16 раз.

7. УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Траекторная и курсовая устойчивость автомобиля

Критическая скорость по курсовой и траекторной устойчивости движения (м/с)

$$V_{\omega} = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_{a2}}{k_{y2}} - \frac{m_{a1}}{k_{y1}}}} = \sqrt{\frac{L}{k_{\text{пв}}}}; \quad (7.1)$$

– характеристическая скорость (м/с)

$$V_{\text{хар}} = \sqrt{\frac{L}{\frac{m_{a1}}{k_{y1}} - \frac{m_{a2}}{k_{y2}}}} = \sqrt{\frac{L}{-k_{\text{пв}}}}; \quad (7.2)$$

– координаты точки нейтральной поворачиваемости (м)

$$a_{\delta} = \frac{k_{y2}L}{k_{y1} + k_{y2}}; \quad b_{\delta} = \frac{k_{y1}L}{k_{y1} + k_{y2}}; \quad (7.3)$$

– запас курсовой устойчивости (м)

$$l_{\delta} = \frac{k_{y2}b - k_{y1}a}{k_{y1} + k_{y2}}; \quad (7.4)$$

– коэффициент запаса курсовой устойчивости

$$k = \frac{k_{y2}b - k_{y1}a}{L(k_{y1} + k_{y2})}, \quad (7.5)$$

где L – база автомобиля, м; m_{a1} и m_{a2} – массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси автомобиля, соответственно, кг; k_{y1} и k_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу передней и задней осей соответственно, Н/рад; $k_{\text{пв}}$ – коэффициент поворачиваемости, с²/м; a_{δ} и b_{δ} – расстояния от точки нейтральной поворачиваемости до передней и задней осей соответственно, м; a и b – расстояния от центра масс до передней и задней осей соответственно, м.

2. Поперечная устойчивость автомобиля

Прямолинейное движение автомобиля на косогоре

Движение без учёта деформации упругих составных частей автомобиля. Критический угол косогора (рад):

– по боковому опрокидыванию автомобиля

$$\beta_{\text{опр}} = \arctg \left(\frac{B}{2h_g} \right); \quad (7.6)$$

– по боковому скольжению (заносу) автомобиля

$$\beta_{\phi} = \arctg \phi_y. \quad (7.7)$$

Движение с учётом деформации упругих элементов подвесок. Уравнение для расчёта критического угла косогора по боковому опрокидыванию автомобиля

$$0,5B \cos \beta_{\text{опр}} - h_{\text{п}} \sin \beta_{\text{опр}} = \frac{G_{\text{п}} h_{\lambda}^2 \sin \beta_{\text{опр}} \cos \beta_{\text{опр}}}{c_{\lambda} - G_{\text{п}} h_{\lambda} \cos \beta_{\text{опр}}}, \quad (7.8)$$

где B – колея автомобиля, м; h_g – высота центра масс автомобиля, м; ϕ_y – коэффициент поперечного сцепления; $h_{\text{п}}$ – расстояние от центра поддрессоренной массы до опорной поверхности, м; h_{λ} – плечо крена поддрессоренной массы, м; c_{λ} – угловая жёсткость подвески, Н·м/рад.

Установившееся круговое движение автомобиля на горизонтальной дороге

Движение без учёта крена поддрессоренной массы автомобиля. Критические параметры по боковому опрокидыванию автомобиля:

– критическая скорость (м/с)

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{gRB}{2h_g}}; \quad (7.9)$$

– критический радиус поворота (м)

$$R_{\text{опр}} = \frac{2h_g V^2}{gB}; \quad (7.10)$$

критические параметры по боковому скольжению (заносу) автомобиля:

– критическая скорость (м/с)

$$V_{\varphi} = \sqrt{\varphi_y g R}; \quad (7.11)$$

– критический радиус поворота (м)

$$R_{\varphi} = \frac{V^2}{\varphi_y g}. \quad (7.12)$$

Движение с учётом крена поддрессоренной массы автомобиля. Критическая скорость по боковому опрокидыванию автомобиля с учётом крена поддрессоренной массы (м/с)

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{\frac{gRB}{2\left(h_{\text{п}} + \frac{G_{\text{п}}h_{\lambda}^2}{c_{\lambda} - G_{\text{п}}h_{\lambda}}\right)}}, \quad (7.13)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; R – радиус поворота автомобиля, м; B – колея автомобиля, м; h_g – расстояние от центра масс автомобиля до опорной поверхности дороги, м; φ_y – коэффициент поперечного сцепления; $h_{\text{п}}$ – расстояние от центра поддрессоренной массы до опорной поверхности, м; $G_{\text{п}}$ – сила тяжести поддрессоренной массы, Н; h_{λ} – плечо крена поддрессоренной массы, м; c_{λ} – угловая жёсткость подвески, Н·м/рад.

Движение автомобиля на вираже

Движение без учёта крена поддрессоренной массы. Критические параметры по боковому опрокидыванию автомобиля:

– критический угол виража (рад)

$$\beta_{\text{опр}} = \arctg\left(\frac{2V^2h_g - gRB}{V^2B + 2gRh_g}\right); \quad (7.14)$$

– критическая скорость движения автомобиля (м/с)

$$V_{\text{опр}} = \sqrt{gR\left(\frac{B + 2h_g \tg\beta}{2h_g - B \tg\beta}\right)}; \quad (7.15)$$

– критический радиус виража (м)

$$R_{\text{опр}} = V^2 \left[\frac{2h_g - B \tg\beta}{g(B + 2h_g \tg\beta)} \right]; \quad (7.16)$$

критические параметры по боковому скольжению (заносу):

– критический угол виража (рад)

$$\beta_{\varphi} = \operatorname{arctg} \left(\frac{V^2 - \varphi_y g R}{\varphi_y V^2 + g R} \right); \quad (7.17)$$

– критическая скорость движения автомобиля (м/с)

$$V_{\varphi} = \sqrt{g R \left(\frac{\varphi_y + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta} \right)}; \quad (7.18)$$

– критический радиус виража (м)

$$R_{\varphi} = V^2 \left[\frac{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta}{g (\varphi_y + \operatorname{tg} \beta)} \right], \quad (7.19)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; B – колея автомобиля, м; h_g – расстояние от центра масс автомобиля до опорной поверхности дороги, м; φ_y – коэффициент поперечного сцепления.

Коэффициент поперечной устойчивости:

– без учёта крена поддрессоренной массы

$$\eta_{п.у} = \frac{B}{2h_g}; \quad (7.20)$$

– с учётом крена поддрессоренной массы

$$\eta_{п.у\lambda} = \eta_{п.у} \left[1 - \frac{m_{п} g h_{\lambda}^2}{h_g (c_{\lambda} - m_{п} g h_{\lambda})} \right], \quad (7.21)$$

где B – колея автомобиля, м; h_g – расстояние от центра масс автомобиля до опорной поверхности дороги, м; $m_{п}$ – поддрессоренная масса автомобиля, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; h_{λ} – плечо крена поддрессоренной массы, м; c_{λ} – угловая жёсткость подвески, Н·м/рад.

3. Устойчивость автомобиля против заноса

Устойчивость автомобильного колеса. Коэффициенты:

– боковой силы колеса

$$k_y = \frac{R_y}{R_z}; \quad (7.22)$$

– продольной силы колеса

$$k_x = \frac{R_x}{R_z}. \quad (7.23)$$

Предельные по сцеплению величины:

– боковой реакции (Н):

$$R_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 R_z^2 - R_x^2}; \quad (7.24)$$

– коэффициента боковой силы:

$$k_{y\max} = \sqrt{\varphi^2 - k_x^2}, \quad (7.25)$$

где R_x , R_y , R_z – продольная, боковая, нормальная реакции, действующие на колесо, соответственно, Н; φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Условия устойчивости по боковому скольжению (заносу):

– передних колёс (Н)

$$\Sigma R_{y1} \leq \sqrt{(\varphi_1 \Sigma R_{z1})^2 - \Sigma R_{x1}^2}; \quad (7.26)$$

– задних колёс (Н)

$$\Sigma R_{y2} \leq \sqrt{(\varphi_2 \Sigma R_{z2})^2 - \Sigma R_{x2}^2}; \quad (7.27)$$

в безразмерном виде:

– передних колёс

$$k_{y1} \leq \sqrt{\varphi_1^2 - k_{x1}^2}; \quad (7.28)$$

– задних колёс

$$k_{y2} \leq \sqrt{\varphi_2^2 - k_{x2}^2}. \quad (7.29)$$

Критические скорости установившегося кругового движения автомобиля по боковому скольжению (заносу) (м/с):

– передних колёс

$$V_{\varphi 1} = \sqrt{gR\sqrt{\varphi_1^2 - k_{x1}^2}}; \quad (7.30)$$

– задних колёс

$$V_{\varphi 2} = \sqrt{gR\sqrt{\varphi_2^2 - k_{x2}^2}}, \quad (7.31)$$

где ΣR_{y1} и ΣR_{y2} – суммарные боковые реакции, Н; ΣR_{z1} и ΣR_{z2} – суммарные нормальные реакции, Н; ΣR_{x1} и ΣR_{x2} – суммарные продольные реакции, Н, действующие на передние и задние колёса соответственно; φ_1 и φ_2 – коэффициенты сцепления передних и задних колёс с дорогой; k_{x1} и k_{x2} – коэффициенты продольной силы передних и задних колёс соответственно; g – ускорение свободного падения, м/с²; R – радиус поворота автомобиля, м.

4. Продольная устойчивость автомобиля на подъёме

Наибольшие (предельные) углы преодолеваемого подъёма по опрокидыванию (отрыву передних колёс) (рад):

– тягача автопоезда

$$\alpha_{\text{опр}} = \text{arctg} \left[\frac{G_a(b - fr_d) - fG_{\text{пр}}h_c}{G_a h_g + G_{\text{пр}}h_c} \right]; \quad (7.32)$$

– одиночного автомобиля

$$\alpha_{\text{опр}} = \text{arctg} \left(\frac{b - fr_d}{h_g} \right). \quad (7.33)$$

Наибольшие углы преодолеваемого подъёма по сцеплению задних ведущих колёс с опорной поверхностью (буксованию ведущих колёс):

– тягача автопоезда

$$\alpha_{\varphi 2} = \text{arctg} \left\{ \frac{G_a[\varphi_x(a + fr_d) - fL] - fG_{\text{пр}}(L - \varphi_x h_c)}{G_a(L - \varphi_x h_g) + G_{\text{пр}}(L - \varphi_x h_c)} \right\}; \quad (7.34)$$

– одиночного автомобиля

$$\alpha_{\varphi 2} = \text{arctg} \left[\frac{\varphi_x(a + fr_d) - fL}{L - \varphi_x h_g} \right]. \quad (7.35)$$

Наибольшие углы преодолеваемого подъёма по сцеплению передних ведущих колёс с опорной поверхностью (буксованию ведущих колёс):

– тягача автопоезда

$$\alpha_{\varphi 1} = \arctg \left\{ \frac{G_a [\varphi_x (b - fr_d) - fL] - fG_{np} (L + \varphi_x h_c)}{G_a (L + \varphi_x h_g) + G_{np} (L + \varphi_x h_c)} \right\}; \quad (7.36)$$

– одиночного автомобиля

$$\alpha_{\varphi 1} = \arctg \left[\frac{\varphi_x (b - fr_d) - fL}{L + \varphi_x h_g} \right]. \quad (7.37)$$

Наибольшие углы преодолеваемого подъёма по сцеплению всех ведущих колёс с опорной поверхностью (буксованию ведущих колёс) при заблокированном приводе ведущих осей:

– тягача автопоезда

$$\alpha_{\varphi} = \arctg \left[\frac{(\varphi_x - f)G_a - fG_{np}}{G_a + G_{np}} \right]; \quad (7.38)$$

– одиночного автомобиля

$$\alpha_{\varphi} = \arctg (\varphi_x - f). \quad (7.39)$$

Наибольшие углы преодолеваемого подъёма по сцеплению всех ведущих колёс с опорной поверхностью (буксованию ведущих колёс) при дифференциальном приводе ведущих осей:

– тягача автопоезда

$$\alpha_{\varphi} = \arctg \left\{ \frac{G_a [\varphi_x (K + 1)(b - fr_d) - fL] - fG_{np} [L + \varphi_x (K + 1)h_c]}{G_a [L + \varphi_x (K + 1)h_g] + G_{np} [L + \varphi_x (K + 1)h_c]} \right\}; \quad (7.40)$$

– одиночного автомобиля

$$\alpha_{\varphi} = \arctg \left[\frac{\varphi_x (K + 1)(b - fr_d) - fL}{L + \varphi_x (K + 1)h_g} \right], \quad (7.41)$$

где G_a и G_{np} – веса тягача и прицепа соответственно, Н; a и b – расстояния от центра масс тягача до передней и задней осей соответственно, м; h_g и h_c – расстояния от центра масс тягача и сцепного устройства прицепа до опорной поверхности дороги соответственно, м; f – коэффициент со-

противления качению колёс; r_d – динамический радиус колёс тягача, м; φ_x – коэффициент продольного сцепления ведущих колёс тягача; L – база тягача, м; K – коэффициент несимметричности межосевого дифференциала тягача.

5. Аэродинамическая устойчивость автомобиля

Боковая аэродинамическая сила (Н)

$$F_{wy} = 0,5c_y\rho_B A_B V_w^2; \quad (7.42)$$

поворачивающий аэродинамический момент (Н·м)

$$T_{wz} = 0,5m_z\rho_B A_B B V_w^2; \quad (7.43)$$

расстояние от центра масс до бокового метacentра (м)

$$l_m = \frac{m_z B}{c_y}, \quad (7.44)$$

где c_y – коэффициент боковой аэродинамической силы; m_z – коэффициент поворачивающего аэродинамического момента; B – колея автомобиля, м; ρ_B – плотность воздуха, кг/м³; A_B – лобовая площадь автомобиля, м²; V_w – скорость движения автомобиля относительно воздушной среды, м/с.

Примеры решения типовых задач

Пример 7.1. Автокран движется прямолинейно по косоугору. Колея автокрана 1,8 м; высота центра масс 2,4 м; коэффициент поперечного сцепления 0,5. Определить критические углы косоугора по боковому опрокидыванию и боковому скольжению. На сколько процентов следует изменить высоту центра масс автокрана, чтобы критический угол косоугора по боковому опрокидыванию был равен критическому углу косоугора по боковому скольжению.

Дано: $B = 1,8$ м; $h_g = 2,4$ м; $\varphi_y = 0,5$; $\beta'_{\text{опр}} = \beta_\varphi$.

Определить: $\beta_{\text{опр}}$; β_φ ; Δh_g .

Решение: Критические углы косоугора:

– по боковому опрокидыванию

$$\beta_{\text{опр}} = \arctg\left(\frac{B}{2h_g}\right) = \arctg\left(\frac{1,8}{2 \cdot 2,4}\right) = 20^\circ 33';$$

– по боковому скольжению

$$\beta_{\phi} = \arctg \varphi_y = \arctg 0,5 = 26^{\circ}34'.$$

При $\beta_{\text{опр}} = \beta_{\phi} \frac{B}{2h'_g} = \varphi_y$, откуда $h'_g = \frac{B}{2\varphi_y} = \frac{1,8}{2 \cdot 0,5} = 1,8$ м.

Изменение высоты центра масс

$$\Delta h_g = \frac{h_g - h'_g}{h_g} 100 = \frac{2,4 - 1,8}{2,4} 100 = 25\%.$$

Ответ: $\beta_{\text{опр}} = 20^{\circ}33'$; $\beta_{\phi} = 26^{\circ}34'$; центр масс понизить на 25%.

Пример 7.2. Грузовой автомобиль движется прямолинейно на косогоре с углом 30° . Масса автомобиля 5600 кг; подрессоренная масса 5000 кг; высота центра масс автомобиля 1,36 м; колея 1,8 м; плечо крена подрессоренной массы 0,65 м; угловая жёсткость подвески 270 кН·м/рад. Определить возможность бокового опрокидывания автомобиля.

Дано: $\beta = 30^{\circ}$; $m_a = 5600$ кг; $m_{\text{п}} = 5000$ кг; $h_g = 1,36$ м; $B = 1,8$ м; $h_{\lambda} = 0,65$ м; $c_{\lambda} = 270$ кН·м/рад.

Определить: возможность бокового опрокидывания автомобиля.

Решение: Опрокидывающий момент

$$T_{\text{опр}} = m_a g h_g \sin \alpha = 5600 \cdot 9,81 \cdot 1,36 \sin 30^{\circ} = 37356 \text{ Н·м.}$$

Угол крена подрессоренной массы

$$\lambda = \frac{m_{\text{п}} g h_{\lambda} \sin \beta}{c_{\lambda} - m_{\text{п}} g h_{\lambda} \cos \beta} = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 0,65 \sin 30^{\circ}}{270 \cdot 10^3 - 5000 \cdot 9,81 \cdot 0,65 \cos 30^{\circ}} = 0,0658 \text{ рад.}$$

Восстанавливающий момент

$$T_{\text{в}} = \frac{m_a g B \cos \beta}{2} - m_{\text{п}} g h_{\lambda} \lambda \cos \beta = \frac{5600 \cdot 9,81 \cdot 1,8 \cos 30^{\circ}}{2} - 5000 \cdot 9,81 \cdot 0,65 \cdot 0,0658 \cos 30^{\circ} = 41000 \text{ Н·м.}$$

Возможность бокового опрокидывания

$$37356 \text{ Н·м} < 41000 \text{ Н·м}; T_{\text{опр}} < T_{\text{в}} - \text{опрокидывание невозможно.}$$

Ответ: боковое опрокидывание невозможно.

Пример 7.3. Легковой автомобиль совершает поворот со скоростью 75 км/ч на горизонтальном участке дороги. Колея автомобиля 1,21 м; высота центра масс 0,58 м; коэффициент поперечного сцепления 0,6. Опре-

делить минимальные радиусы поворота без потери устойчивости по боковому опрокидыванию и боковому скольжению.

Дано: $V_a = 75$ км/ч; $B = 1,21$ м; $h_g = 0,58$ м; $\varphi_y = 0,6$.

Определить: $R_{\text{опр}}$; R_{φ} .

Решение: Минимальные радиусы поворота:

– по боковому опрокидыванию

$$R_{\text{опр}} = \frac{2h_g V^2}{gB} = \frac{2 \cdot 0,58 \cdot 75^2}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 1,21} = 42,4 \text{ м};$$

– по боковому скольжению

$$R_{\varphi} = \frac{V^2}{\varphi_y g} = \frac{75^2}{3,6^2 \cdot 0,6 \cdot 9,81} = 73,7 \text{ м}.$$

Ответ: $R_{\text{опр}} = 42,4$ м; $R_{\varphi} = 73,7$ м.

8. ПЛАВНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Основные формулы

1. Характеристики системы поддрессоривания

Приведённая упругая характеристика подвески. Приведённая жёсткость подвески (Н/м)

$$c_p = \frac{dF_p}{d\Delta_p}; \quad (8.1)$$

статический прогиб подвески (м)

$$\Delta_{ст} = \frac{F_{p.ст}}{c_p}; \quad (8.2)$$

коэффициент динамичности подвески

$$k_{\Pi} = \frac{F_{p.max}}{F_{p.ст}}, \quad (8.3)$$

где F_p – нормальная нагрузка подвески, Н; Δ_p – нормальная деформация подвески, м; $F_{p.ст}$ – нормальная нагрузка, соответствующая положению статического равновесия автомобиля, Н; $F_{p.max}$ – максимальная нормальная нагрузка, Н:

Упругая характеристика шины. Нормальная жёсткость шины (Н/м):

$$c_{ш} = \frac{dF_{ш}}{d\Delta_{ш}}; \quad (8.4)$$

статический прогиб шины (м)

$$\Delta_{ш.ст} = \frac{F_{ш.ст}}{c_{ш}}, \quad (8.5)$$

где $F_{ш}$ – нормальная нагрузка шины, Н; $\Delta_{ш}$ – нормальная деформация шины, м; $F_{ш.ст}$ – нормальная нагрузка, соответствующая положению статического равновесия автомобиля, Н.

Характеристика амортизатора. Сила сопротивления амортизатора (Н)

$$F_a = k_a \dot{\Delta}_p; \quad (8.6)$$

среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора (Н·с/м)

$$k_a = \frac{k_{a.сж} + k_{a.от}}{2}, \quad (8.7)$$

где $\dot{\Delta}_p$ – скорость деформации подвески, м/с; $k_{a.сж}$ – коэффициент сопротивления амортизатора на ходе сжатия, Н·с/м; $k_{a.от}$ – коэффициент сопротивления амортизатора на ходе отбоя, Н·с/м.

Сила трения в шине (Н)

$$F_{a.ш} = k_{ш} \dot{\Delta}_{ш}, \quad (8.8)$$

где $k_{ш}$ – коэффициент демпфирования шины, Н·с/м; $\dot{\Delta}_{ш}$ – скорость нормальной деформации шины, м/с.

2. Геометрические характеристики опорной поверхности движения

Единичная неровность косинусоидального профиля. Вертикальная координата неровности (м):

$$q = q_0 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{l} \right) \right] = q_0 [1 - \cos(vt)]; \quad (8.9)$$

частота возмущения (рад/с)

$$v = \frac{2\pi V}{l}; \quad (8.10)$$

вертикальная составляющая скорости движения автомобиля (м/с)

$$\dot{q} = q_0 v \sin(vt), \quad (8.11)$$

где q_0 – амплитуда высоты неровности, м; x – абсцисса неровности, м; l – длина неровности, м; V – скорость автомобиля, м/с.

Периодически чередующиеся неровности. Частоты возмущения:
– циклическая (Гц)

$$\lambda_{ц} = \frac{1}{l}; \quad (8.12)$$

– путевая (рад/с)

$$\lambda = 2\pi\lambda_{\text{ц}} = \frac{2\pi}{l}, \quad (8.13)$$

где l – длина неровности, м.

Случайный микропрофиль. Среднее значение или математическое ожидание ординат микропрофиля (м)

$$q_{\text{ср}} = m_q = \lim_{L \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{L} \right) \int_0^L q(l) dl; \quad (8.14)$$

дисперсия ординат микропрофиля (м²)

$$D_q = \sigma_q^2 = \lim_{L \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{L} \right) \int_0^L q^2(l) dl; \quad (8.15)$$

среднее квадратическое отклонение ординат микропрофиля (м)

$$\sigma_q = \sqrt{D_q}; \quad (8.16)$$

корреляционная функция ординат микропрофиля по одной реализации (м²)

$$R_q(l_s) = \lim_{L \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{L} \right) \int_0^L q(l) q(l + l_s) dl; \quad (8.17)$$

нормированная корреляционная функция

$$R_q^n(l_s) = \frac{R_q(l_s)}{D_q}; \quad (8.18)$$

спектральная плотность распределения ординат микропрофиля (м³)

$$S_q(\lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty R_q(l_s) \cos(\lambda l_s) dl_s; \quad (8.19)$$

нормированная величина спектральной плотности

$$S_q^n(\lambda) = \frac{S_q(\lambda)}{D_q}. \quad (8.20)$$

В приведённых формулах (8.14)...(8.20) $q(l)$ – реализации случайной функции ординат микропрофиля в сечении l , м; L – длина участка

реализации ординат микропрофиля, м; l_s – корреляционное смещение, м; $q(l)$ и $q(l + l_s)$ – значения функции в начале и конце участка протяжённостью l_s соответственно, м; λ – путевая частота, рад/с.

3. Случайный процесс воздействия микропрофиля на автомобиль Временное смещение (с)

$$\tau = \frac{l_s}{V}; \quad (8.21)$$

корреляционная функция процесса воздействия микропрофиля на автомобиль (м^2)

$$R_q(\tau) = R_q(l_s); \quad (8.22)$$

частота воздействия микропрофиля на автомобиль (рад/с)

$$\nu = \lambda V; \quad (8.23)$$

спектральная плотность воздействия микропрофиля на автомобиль ($\text{м}^2 \cdot \text{с}$)

$$S_q(\nu) = \frac{S_q(\lambda)}{V}, \quad (8.24)$$

где l_s – корреляционное смещение, м; V – скорость автомобиля, м/с; λ – путевая частота, рад/с.

Аппроксимирующие зависимости корреляционных функций и спектральных плотностей микропрофиля дорог с различными типами покрытий. Аналитические аппроксимации корреляционных функций ординат микропрофиля дорог (м^2):

$$R_q(l_s) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_{01}|l_s|} + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_s|} \cos(\beta_{01}|l_s|) + A_2 e^{-\alpha_{03}|l_s|} \cos(\beta_{02}|l_s|) \right]; \quad (8.25)$$

$$R_q(l_s) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_{01}|l_s|} \cos(\beta_{01}|l_s|) + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_s|} \cos(\beta_{02}|l_s|) \right]; \quad (8.26)$$

$$R_q(l_s) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_{01}|l_s|} + A_2 e^{-\alpha_{02}|l_s|} \cos(\beta_{01}|l_s|) \right]; \quad (8.27)$$

$$R_q(l_s) = D_q e^{-\alpha_{01}|l_s|} \cos(\beta_{01}|l_s|); \quad (8.28)$$

$$R_q(l_s) = D_q e^{-\alpha_{01}|l_s|}. \quad (8.29)$$

Аналитическая аппроксимация корреляционных функций воздействия ординат микропрофиля дорог на автомобиль (м²):

– для функции (8.25)

$$R_q(\tau) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|) + A_3 e^{-\alpha_3 |\tau|} \cos(\beta_2 |\tau|) \right]; \quad (8.30)$$

– для функции (8.26)

$$R_q(\tau) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|) + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_2 |\tau|) \right]; \quad (8.31)$$

– для функции (8.27)

$$R_q(\tau) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|) \right]; \quad (8.32)$$

– для функции (8.28)

$$R_q(\tau) = D_q e^{-\alpha_1 |\tau|} \cos(\beta_1 |\tau|); \quad (8.33)$$

– для функции (8.29)

$$R_q(\tau) = D_q e^{-\alpha_1 |\tau|}, \quad (8.34)$$

где $\alpha_1 = V\alpha_{01}$; $\alpha_2 = V\alpha_{02}$; $\alpha_3 = V\alpha_{03}$; $\beta_1 = V\beta_{01}$; $\beta_2 = V\beta_{02}$, 1/с.

Аналитическая аппроксимация спектральных плотностей воздействия микропрофиля дорог на автомобиль (м²·с):

– для функции (8.30)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left[\frac{\frac{A_1 \alpha_1}{v^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2 \alpha_2}{v^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2}}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_2^2 \beta_1^2} + \frac{A_3 \alpha_3 (v^2 + \alpha_3^2 + \beta_2^2)}{(v^2 + \alpha_3^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha_3^2 \beta_2^2} \right]; \quad (8.35)$$

– для функции (8.31)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left[\frac{A_1 \alpha_1 (v^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_1^2 \beta_1^2} + \frac{A_2 \alpha_2 (v^2 + \alpha_2^2 + \beta_2^2)}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha_2^2 \beta_2^2} \right]; \quad (8.36)$$

– для функции (8.32)

$$S_q(v) = \frac{2D_q}{\pi} \left[\frac{A_1 \alpha_1}{v^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2 \alpha_2 (v^2 + \alpha_2^2 + \beta_1^2)}{(v^2 + \alpha_2^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_2^2 \beta_1^2} \right]; \quad (8.37)$$

– для функции (8.33)

$$S_q(v) = \frac{2D_q \alpha_1 (v^2 + \alpha_1^2 + \beta_1^2)}{\pi [(v^2 + \alpha_1^2 - \beta_1^2)^2 + 4\alpha_1^2 \beta_1^2]}; \quad (8.38)$$

– для функции (8.34)

$$S_q(v) = \frac{2D_q \alpha_1}{\pi (v^2 + \alpha_1^2)}. \quad (8.39)$$

В формулах (8.25)...(8.39) l_s – корреляционное смещение, м; D_q – дисперсия ординат микропрофиля, м²; A_1, A_2, A_3 – коэффициенты при слагаемых корреляционной функции; $\alpha_{01}, \alpha_{02}, \alpha_{03}$ – коэффициенты корреляционной связи, 1/м; β_{01}, β_{02} – коэффициенты, характеризующие периодическую составляющую микропрофиля, 1/м; τ – временное смещение, с; V – скорость автомобиля, м/с; v – частота воздействия, рад/с.

4. Свободные колебания автомобиля

Свободные колебания подрессоренной массы автомобиля как одномассовой системы с одной степенью свободы без учёта сил сопротивления

Приведённая жёсткость подвесок:

– зависимой (Н/м)

$$c_{\text{пр}} = \frac{c_p c_{\text{ш}}}{c_p + c_{\text{ш}}}; \quad (8.40)$$

– независимой (Н/м)

$$c_{\text{пр}} = \frac{l_n^2 \bar{c}_p c_{\text{ш}}}{l_n^2 \bar{c}_p + l_p^2 c_{\text{ш}}}; \quad (8.41)$$

– передаточное число подвески

$$u_{\text{п}} = \frac{l_{\text{п}}}{l_{\text{н}}}; \quad (8.42)$$

– жёсткость подвески, проведённая к колесу (Н/м),

$$c_{\text{п}} = \frac{\bar{c}_{\text{п}}}{u_{\text{п}}^2}; \quad (8.43)$$

– коэффициент сопротивления амортизатора, приведённый к колесу (Н·с/м),

$$k_{\text{а}} = \frac{\bar{k}_{\text{а}}}{u_{\text{п}}^2}, \quad (8.44)$$

где $c_{\text{п}}$ – жёсткость подвески, Н/м; $c_{\text{ш}}$ – жёсткость шин, Н/м; $l_{\text{н}}$ – расстояние от точки крепления рычага до упругого элемента подвески, м; $l_{\text{п}}$ – расстояние от точки крепления рычага до центра контакта колеса с опорной поверхностью, м; $\bar{c}_{\text{п}}$ – жёсткость упругого элемента подвески, Н/м; $\bar{k}_{\text{а}}$ – коэффициент сопротивления амортизатора, Н·с/м.

Силы, действующие на подрессоренную массу (Н):

– сила инерции

$$F_{\text{а}} = -m_{\text{п}}\ddot{z}; \quad (8.45)$$

– упругая сила подвески

$$F_{\text{п}} = c_{\text{п}}(\Delta_{\text{ст}} - z); \quad (8.46)$$

– сила тяжести (вес)

$$G_{\text{п}} = m_{\text{п}}g = c_{\text{п}}\Delta_{\text{ст}}; \quad (8.47)$$

уравнение равновесия подрессоренной массы (Н)

$$F_{\text{а}} = F_{\text{п}} - G_{\text{п}}; \quad (8.48)$$

уравнение движения подрессоренной массы (м/с²)

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z = 0; \quad (8.49)$$

угловая частота собственных незатухающих колебаний подрессоренной массы (рад/с)

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{п}}}}; \quad (8.50)$$

Частота собственных незатухающих колебаний в различных единицах измерения:

– в рад/с

$$\omega_0 = \frac{31,3}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}}; \quad (8.51)$$

– в Гц

$$f_0 = \frac{0,5}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}}; \quad (8.52)$$

– в кол/мин

$$n_0 = \frac{30}{\sqrt{\Delta_{\text{ст}}}}; \quad (8.53)$$

уравнение свободных колебаний подрессоренной массы

$$z = A \sin (\omega_0 t + \varphi), \quad (8.54)$$

где амплитуда (м)

$$A = \sqrt{z_0^2 + \frac{\dot{z}_0^2}{\omega_0^2}}, \quad (8.55)$$

фазовый угол (рад)

$$\varphi = \text{arctg} \left(\frac{z_0 \omega_0}{\dot{z}_0} \right). \quad (8.56)$$

В приведённых формулах (8.45)...(8.56): $m_{\text{п}}$ – подрессоренная масса, кг; $\ddot{z}$ – ускорение подрессоренной массы, м/с²; $c_{\text{пр}}$ – приведённая жёсткость подвески, Н/м; $\Delta_{\text{ст}}$ – статический прогиб подвески, м; z – перемещение подрессоренной массы от положения статического равновесия, м; g – ускорение свободного падения, м/с²; t – время, с; z_0 – начальное перемещение подрессоренной массы при $t = 0$, м; $\dot{z}_0$ – начальная скорость перемещения подрессоренной массы при $t = 0$, м/с.

**Свободные колебания поддрессоренной массы автомобиля как
одномассовой системы с двумя степенями свободы без учёта
сил сопротивления**

Уравнения равновесия поддрессоренной массы (Н) и (Н·м)

$$F_a = F_{p1} + F_{p2}; \quad (8.57)$$

$$T_{ay} = F_{p1}a_{\pi} - F_{p2}b_{\pi}; \quad (8.58)$$

уравнения движения поддрессоренной массы (м/с²)

$$\ddot{z}_1 + \eta_2 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 = 0; \quad (8.59)$$

$$\ddot{z}_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 = 0; \quad (8.60)$$

коэффициенты связи

$$\eta_1 = \frac{a_{\pi}b_{\pi} - \rho_y^2}{a_{\pi}^2 + \rho_y^2}; \quad \eta_2 = \frac{a_{\pi}b_{\pi} - \rho_y^2}{b_{\pi}^2 + \rho_y^2}; \quad (8.61)$$

парциальные (частные) частоты (рад/с)

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{\pi 1} L^2}{m_{\pi}(b_{\pi}^2 + \rho_y^2)}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{\pi 2} L^2}{m_{\pi}(a_{\pi}^2 + \rho_y^2)}}; \quad (8.62)$$

собственные частоты (частоты связи) колебаний поддрессоренной массы (рад/с):

– низкая

$$\Omega_{\text{н}} = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) - \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 + 4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2}}{2(1 - \eta_1\eta_2)}}; \quad (8.63)$$

– высокая

$$\Omega_{\text{в}} = \sqrt{\frac{(\omega_1^2 + \omega_2^2) + \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_1^2)^2 + 4\eta_1\eta_2\omega_1^2\omega_2^2}}{2(1 - \eta_1\eta_2)}}; \quad (8.64)$$

коэффициент распределения поддрессоренной массы

$$\varepsilon_y = \frac{\rho_y^2}{a_{\pi} b_{\pi}}; \quad (8.65)$$

собственные частоты колебаний поддрессоренной массы при $\varepsilon_y = 1$ (рад/с)

$$\Omega_{\text{н}} = \omega_1 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр1}}}{m_{\text{п1}}}}; \quad \Omega_{\text{в}} = \omega_2 = \sqrt{\frac{c_{\text{пр2}}}{m_{\text{п2}}}}, \quad (8.66)$$

где T_{ay} – инерционный момент поддрессоренной массы относительно поперечной оси, Н·м; z_1 и z_2 – перемещения поддрессоренной массы на передней и задней подвесках, м; $\ddot{z}_1$ и $\ddot{z}_2$ – ускорения поддрессоренной массы на передней и задней подвесках, м/с²; a_{π} и b_{π} – расстояния от центра поддрессоренной массы до передней и задней подвесок соответственно, м; ρ_y – радиус инерции поддрессоренной массы относительно поперечной оси, м; L – база автомобиля, м; m_{π} – поддрессоренная масса, кг; $c_{\text{пр1}}$ и $c_{\text{пр2}}$ – приведённые жёсткости передней и задней подвесок, Н/м.

Свободные колебания поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля без учёта сил сопротивления

Силы, действующие на поддрессоренную и неподдрессоренную массы (Н):

– сила инерции, действующая на поддрессоренную массу,

$$F_a = -m_{\pi} \ddot{z}; \quad (8.67)$$

– упругая сила подвески

$$F_p = c_p (z - \xi); \quad (8.68)$$

– сила инерции, действующая на неподдрессоренную массу,

$$F_{a\text{н}} = -m_{\text{н}} \ddot{\xi}; \quad (8.69)$$

– упругая сила шин

$$F_{\text{ш}} = c_{\text{ш}} \xi; \quad (8.70)$$

уравнение равновесия (Н):

– поддрессоренной массы

$$F_a = F_p; \quad (8.71)$$

– неподрессоренной массы

$$F_{ан} = -F_p + F_{ш}; \quad (8.72)$$

уравнения движения (м/с²):

– поддрессоренной массы

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z - \omega_0^2 \xi = 0; \quad (8.73)$$

– неподрессоренной массы

$$\ddot{\xi} + \omega_k^2 \xi - \overline{\omega}_0^2 z = 0; \quad (8.74)$$

парциальные частоты колебаний (рад/с):

– поддрессоренной массы

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_p}{m_{п}}}; \quad (8.75)$$

– неподрессоренной массы

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c_p + c_{ш}}{m_{н}}}; \quad (8.76)$$

– неподрессоренной массы при неподвижной поддрессоренной массе

$$\overline{\omega}_0 = \sqrt{\frac{c_p}{m_{н}}}; \quad (8.77)$$

собственные частоты колебаний (частоты связи) поддрессоренной и неподрессоренной масс (рад/с):

– низкая

$$\Omega_0 = \sqrt{0,5 \left[(\omega_k^2 + \omega_0^2) - \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2)^2 - 4(\omega_k^2 - \overline{\omega}_0^2)\omega_0^2} \right]}; \quad (8.78)$$

– высокая

$$\Omega_k = \sqrt{0,5 \left[(\omega_k^2 + \omega_0^2) + \sqrt{(\omega_k^2 + \omega_0^2)^2 - 4(\omega_k^2 - \overline{\omega}_0^2)\omega_0^2} \right]}; \quad (8.79)$$

приближённые формулы для расчёта собственных частот колебаний поддрессоренной и неподрессоренной масс (рад/с):

– низкой

$$\Omega_0 \approx \sqrt{\frac{c_p}{m_{\Pi}}}; \quad (8.80)$$

— ВЫСОКОЙ

$$\Omega_k \approx \sqrt{\frac{c_p + c_{\text{ш}}}{m_{\text{н}}}}, \quad (8.81)$$

где z и ξ – вертикальные перемещения поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м; $\ddot{z}$ и $\ddot{\xi}$ – вертикальные ускорения поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м/с²; c_p и $c_{\text{ш}}$ – жёсткости подвески и шин, Н/м; m_{Π} и $m_{\text{н}}$ – поддрессоренная и неподдрессоренная массы, кг.

***Свободные колебания поддрессоренной массы автомобиля
как одномассовой системы с одной степенью свободы с учётом сил
сопротивления***

Сила сопротивления амортизатора (Н)

$$F_a = k_a \dot{z}; \quad (8.82)$$

уравнение равновесия поддрессоренной массы (Н)

$$F_a = F_a + F_p - G_{\Pi}; \quad (8.83)$$

уравнение движения поддрессоренной массы (м/с²)

$$\ddot{z} + 2h_0 \dot{z} + \omega_0^2 z = 0; \quad (8.84)$$

коэффициент затухания свободных колебаний поддрессоренной массы (коэффициент неупругого сопротивления подвески) (1/с)

$$h_0 = \frac{k_a}{2m_{\Pi}}; \quad (8.85)$$

частота собственных незатухающих колебаний (рад/с)

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_p}{m_{\Pi}}}; \quad (8.86)$$

уравнение свободных затухающих колебаний поддрессоренной массы (м)

$$z = Ae^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi); \quad (8.87)$$

частота собственных затухающих колебаний поддрессоренной массы (рад/с)

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}; \quad (8.88)$$

относительный коэффициент затухания колебаний поддрессоренной массы (коэффициент апериодичности)

$$\psi_0 = \frac{h_0}{\omega_0}; \quad (8.89)$$

декремент колебаний

$$d = \frac{z_n}{z_{n+1}}; \quad (8.90)$$

логарифмический декремент колебаний

$$\ln d = \frac{2\pi\psi_0}{\sqrt{1 - \psi_0^2}}; \quad (8.91)$$

коэффициент поглощения энергии в подвеске

$$\eta_W = 1 - \frac{1}{d^2}, \quad (8.92)$$

где k_a – коэффициент сопротивления амортизатора, Н·с/м; $\dot{z}$ – скорость поддрессоренной массы, м/с; z – вертикальное перемещение поддрессоренной массы, м; m_n – поддрессоренная масса, кг; c_p – жёсткость подвески, Н/м; t – время, с; z_n и z_{n+1} – перемещения поддрессоренной массы за промежуток времени между ними, равный периоду колебаний, м.

Свободные колебания поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля с учётом сил сопротивления

Сила сопротивления амортизаторов (Н)

$$F_a = k_a (\dot{z} - \dot{\xi}); \quad (8.93)$$

уравнения равновесия (Н):

– поддрессоренной массы

$$F_a = F_a + F_p; \quad (8.94)$$

– неподрессоренной массы

$$F_{ан} = -F_a - F_p + F_{ш}; \quad (8.95)$$

уравнения движения (м/с²):

– поддрессоренной массы

$$\ddot{z} + 2h_0\dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0\dot{\xi} - \omega_0^2 \xi = 0; \quad (8.96)$$

– неподрессоренной массы

$$\ddot{\xi} + 2h_{к0}\dot{\xi} + \omega_k^2 \xi - 2h_{к0}\dot{z} - \overline{\omega}_0^2 z = 0; \quad (8.97)$$

коэффициенты затухания колебаний (1/с):

– поддрессоренной массы

$$h_0 = \frac{k_a}{2m_{п}}; \quad (8.98)$$

– неподрессоренной массы

$$h_{к0} = \frac{k_a}{2m_{н}}; \quad (8.99)$$

уравнения свободных затухающих колебаний (м):

– поддрессоренной массы

$$z = A_z e^{-h_0 t} \sin(\omega t + \varphi_0); \quad (8.100)$$

– неподрессоренной массы

$$\xi = A_{\xi} e^{-h_{к0} t} \sin(\omega'_k t + \varphi_k); \quad (8.101)$$

частоты собственных затухающих колебаний (рад/с):

– поддрессоренной массы

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h_0^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \psi_0^2}; \quad (8.102)$$

– неподрессоренной массы

$$\omega'_k = \sqrt{\omega_k^2 - h_{к0}^2} = \omega_k \sqrt{1 - \psi_k^2}; \quad (8.103)$$

относительные коэффициенты затухания колебаний (коэффициенты аperiodичности):

– поддрессоренной массы

$$\psi_0 = \frac{h_0}{\omega_0}; \quad (8.104)$$

– неподдрессоренной массы

$$\psi_k = \frac{h_{k0}}{\omega_k}, \quad (8.105)$$

где k_a – коэффициент сопротивления амортизаторов, Н·с/м; $\dot{z} - \dot{\xi}$ – скорость относительных перемещений поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м/с; z и ξ – вертикальные перемещения поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м; $\ddot{z}$ и $\ddot{\xi}$ – ускорения поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м/с²; m_{Π} и m_H – поддрессоренная и неподдрессоренная массы, кг; A_z и A_{ξ} – начальные амплитуды перемещений поддрессоренной и неподдрессоренной масс, м; φ_0 и φ_k – начальные фазовые углы поддрессоренной и неподдрессоренной масс, рад; t – время, с.

5. Вынужденные колебания автомобиля

Вынужденные колебания поддрессоренной массы с учётом сил сопротивления

Силы, действующие на поддрессоренную массу (Н):

– сила инерции

$$F_a = -m_{\Pi} \ddot{z}; \quad (8.106)$$

– сила сопротивления амортизаторов

$$F_a = k_a (\dot{z} - \dot{q}); \quad (8.107)$$

– упругая сила подвески

$$F_p = c_{\Pi p} (z - q); \quad (8.108)$$

уравнение равновесия поддрессоренной массы (Н)

$$F_a = F_a + F_p; \quad (8.109)$$

уравнение движения поддрессоренной массы (м/с²)

$$\ddot{z} + 2h_0 \dot{z} + \omega_0^2 z = 2h_0 q_0 v \sin(vt) + \omega_0^2 q_0 [1 - \cos(vt)]; \quad (8.110)$$

уравнение вынужденных колебаний поддрессоренной массы

$$\frac{z}{q_0} = 1 + z_v \sin(vt + \varphi_v); \quad (8.111)$$

амплитуда (м)

$$z_v = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2}}; \quad (8.112)$$

фазовый угол (рад)

$$\varphi_v = \operatorname{arctg} \left[\frac{(\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0^2 v^2) \omega_0}{2\psi_0 v^3} \right]. \quad (8.113)$$

Вынужденные колебания поддрессоренной и недрессоренной масс автомобиля с учётом сил сопротивления

Уравнения движения (м/с²):

– поддрессоренной массы

$$\ddot{z} + 2h_0 \dot{z} + \omega_0^2 z - 2h_0 \dot{\xi} - \omega_0^2 \xi = 0; \quad (8.114)$$

– недрессоренной массы

$$\ddot{\xi} + 2h_{k0} \dot{\xi} + \omega_k^2 \xi - 2h_{k0} \dot{z} - \overline{\omega}_0^2 z = \overline{\omega}_k^2 q_0 [1 - \cos(vt)]; \quad (8.115)$$

уравнения вынужденных колебаний:

– поддрессоренной массы

$$\frac{z}{q_0} = 1 + z_v \sin(vt + \varphi_v); \quad (8.116)$$

– недрессоренной массы

$$\frac{\xi}{q_0} = 1 + \xi_v \sin(vt + \varphi_{kv}); \quad (8.117)$$

амплитуды и фазовые углы (м и рад/с):

– поддрессоренной массы

$$z_v = \omega_0 \sqrt{\frac{4\psi_0^2 v^2 + \omega_0^2}{(\omega_0^2 - v^2)^2 + 4\psi_0^2 \omega_0^2 v^2}}; \quad (8.118)$$

$$\varphi_v = \operatorname{arctg} \left[\frac{(\omega_0^2 - v^2 + 4\psi_0^2 v^2) \omega_0}{2\psi_0 v^3} \right]; \quad (8.119)$$

– неподрессоренной массы

$$\xi_v = \omega_k \sqrt{\frac{4\psi_k^2 v^2 + \omega_k^2}{(\omega_k^2 - v^2)^2 + 4\psi_k^2 \omega_k^2 v^2}}; \quad (8.120)$$

$$\varphi_{kv} = \operatorname{arctg} \left[\frac{(\omega_k^2 - v^2 + 4\psi_k^2 v^2) \omega_k}{2\psi_k v^3} \right]; \quad (8.121)$$

скорость движения автомобиля (м/с)

$$V = \frac{lv}{2\pi} = 0,16lv, \quad (8.122)$$

где l – длина периодически чередующихся неровностей, м; v – частота вынужденных колебаний, рад/с.

Случайные колебания автомобиля

Спектральная плотность процесса вибронегруженности автомобиля (м²/с)

$$S_B(v) = |W_B(iv)|^2 Sq(v); \quad (8.123)$$

квадрат модуля частотной характеристики:

– перемещений поддрессоренной массы

$$|W_z(iv)|^2 = \frac{B}{A}; \quad (8.124)$$

– перемещений неподрессоренной массы

$$|W_\xi(iv)|^2 = \frac{C}{A}; \quad (8.125)$$

– относительных перемещений поддрессоренной и неподрессоренной масс (прогиба подвески)

$$\left|W_{z-\xi}(iv)\right|^2 = \frac{D}{A}; \quad (8.126)$$

– деформации шин

$$\left|W_{\xi-q}(iv)\right|^2 = \frac{E}{A}; \quad (8.127)$$

– скорости перемещений подрессоренной массы (c^{-2})

$$\left|W_{\dot{z}}(iv)\right|^2 = \frac{v^2 B}{A}; \quad (8.128)$$

– скорости перемещений неподрессоренной массы (c^{-2})

$$\left|W_{\dot{\xi}}(iv)\right|^2 = \frac{v^2 C}{A}; \quad (8.129)$$

– скорости относительных перемещений подрессоренной и неподрессоренной масс (c^{-2})

$$\left|W_{\dot{z}-\dot{\xi}}(iv)\right|^2 = \frac{v^2 D}{A}; \quad (8.130)$$

– ускорений подрессоренной массы (c^{-4})

$$\left|W_{\ddot{z}}(iv)\right|^2 = \frac{v^4 B}{A}; \quad (8.131)$$

– ускорений неподрессоренной массы (c^{-4})

$$\left|W_{\ddot{\xi}}(iv)\right|^2 = \frac{v^4 C}{A}, \quad (8.132)$$

где

$$A = \left\{c_p c_{\text{ш}} - [m_{\text{п}}(c_p + c_{\text{ш}}) + k_a k_{\text{ш}} + m_{\text{н}} c_p] v^2 + m_{\text{п}} m_{\text{н}} v^4\right\}^2 + \\ + \left\{(k_a c_{\text{ш}} + k_{\text{ш}} c_p) v - [m_{\text{п}}(k_a + k_{\text{ш}}) + m_{\text{н}} k_a] v^3\right\}^2;$$

$$B = (c_p c_{\text{ш}} - k_a k_{\text{ш}} v^2)^2 + (k_a c_{\text{ш}} + k_{\text{ш}} c_p)^2 v^2;$$

$$C = [c_p c_{\text{ш}} - (m_{\text{п}} c_{\text{ш}} + k_a k_{\text{ш}}) v^2]^2 + [(k_{\text{ш}} c_p + k_a c_{\text{ш}}) v - m_{\text{п}} k_{\text{ш}} v^3]^2;$$

$$D = (c_{\text{ш}}^2 + k_{\text{ш}}^2 v^2) m_{\text{п}} v^4;$$

$$E = \left[m_{\Pi} m_{\text{H}} v^4 - c_{\text{p}} (m_{\Pi} + m_{\text{H}}) v^2 \right]^2 + \left[k_{\text{a}} (m_{\Pi} + m_{\text{H}}) v^3 \right]^2;$$

v – частота воздействия (рад/с);

среднее квадратическое отклонение процесса вибронагруженности автомобиля

$$\sigma_B = \sqrt{D_B} = \sqrt{\int_{v_1}^{v_2} S_B(v) dv} = \sqrt{\int_{v_1}^{v_2} |W_B(iv)|^2 S_q(v) dv}; \quad (8.133)$$

средняя квадратическая величина процесса вибронагруженности автомобиля

$$\sigma_{Bc} = \sqrt{\sigma_B^2 + m_B^2}; \quad (8.134)$$

максимальная величина процесса вибронагруженности автомобиля при нормальном законе его распределения

$$B_{\max} = 3\sigma_{Bc}; \quad (8.135)$$

корректированные по частоте средние квадратические величины виброускорений (м/с²):

– вертикальных

$$\sigma_{\ddot{z}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{z}i} \sigma_{\ddot{z}i})^2}; \quad (8.136)$$

– горизонтальных продольных

$$\sigma_{\ddot{x}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{x}i} \sigma_{\ddot{x}i})^2}; \quad (8.137)$$

– горизонтальных поперечных

$$\sigma_{\ddot{y}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (k_{\ddot{y}i} \sigma_{\ddot{y}i})^2}, \quad (8.138)$$

где $|W_B(iv)|^2$ – квадрат модуля частотной характеристики выходного процесса; $S_q(v)$ – спектральная плотность воздействия микропрофиля дороги на колёса автомобиля, м²·с; m_{Π} и m_{H} – поддрессоренная и неподдрессоренная массы, кг; c_{p} и $c_{\text{ш}}$ – жёсткости подвески и шин, Н/м; k_{a} и $k_{\text{ш}}$ – коэффициенты сопротивления амортизаторов и демпфирования шин, Н·с/м; v – частота воздействия ординат микропрофиля, рад/с; D_B – дисперсия выходного

процесса вибронагруженности автомоибля, м^2 ; ν_1 и ν_2 – нижнее и верхнее значения частоты воздействия соответственно, рад/с ; m_B – математическое ожидание ординат микропрофиля, м ; $k_{\ddot{z}i}$, $k_{\ddot{x}i}$, $k_{\ddot{y}i}$ – весовые коэффициенты для i -й частотной полосы среднего квадратического значения виброускорения в направлениях осей z , x и y соответственно; $\sigma_{\ddot{z}i}$, $\sigma_{\ddot{x}i}$, $\sigma_{\ddot{y}i}$ – средние квадратические значения в i -й частотной полосе вертикальных, горизонтальных продольных и горизонтальных поперечных виброускорений автомобиля соответственно, м/с^2 .

Примеры решения типовых задач

Пример 8.1. Разгрузочные клапаны гидравлического амортизатора открываются на ходе сжатия при скорости $0,4 \text{ м/с}$ и силе сопротивления 630 Н , на ходе отбоя при скорости $0,34 \text{ м/с}$ и силе сопротивления 1960 Н . Определить среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора.

Дано: $\dot{\Delta}_{\text{а.сж.к}} = 0,4 \text{ м/с}$; $F_{\text{а.сж.к}} = 630 \text{ Н}$; $\dot{\Delta}_{\text{а.от.к}} = 0,34 \text{ м/с}$; $F_{\text{а.от.к}} = 1960 \text{ Н}$.

Определить: $k_{\text{а.ср}}$.

Решение: Коэффициенты сопротивления амортизатора:

– на ходе сжатия

$$k_{\text{а.сж}} = \frac{F_{\text{а.сж.к}}}{\dot{\Delta}_{\text{а.сж.к}}} = \frac{630}{0,4} = 1575 \text{ Н}\cdot\text{с/м};$$

– на ходе отбоя

$$k_{\text{а.от}} = \frac{F_{\text{а.от.к}}}{\dot{\Delta}_{\text{а.от.к}}} = \frac{1960}{0,34} = 5765 \text{ Н}\cdot\text{с/м};$$

– среднее значение

$$k_{\text{а.ср}} = \frac{k_{\text{а.сж}} + k_{\text{а.от}}}{2} = \frac{1575 + 5765}{2} = 3670 \text{ Н}\cdot\text{с/м} = 3,67 \text{ кН}\cdot\text{с/м}.$$

Ответ: $k_{\text{а.ср}} = 3,67 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$.

Пример 8.2. Корреляционная функция ординат микропрофиля разбитой булыжной дороги

$$R_q(l_s) = 10,7 \left[0,8e^{-0,36|l_s|} + 0,2e^{-0,2|l_s|} \cos(1,75|l_s|) \right] \text{ см}^2.$$

Определить спектральную плотность воздействия микропрофиля дороги на автомобиль при скорости его движения 7,2 км/ч и частоте воздействия 1 рад/с.

Дано: $D_q = 10,7 \text{ см}^2$; $A_1 = 0,8$; $A_2 = 0,2$; $\alpha_{01} = 0,36 \text{ 1/м}$; $\alpha_{02} = 0,2 \text{ 1/м}$; $\beta_{02} = 1,75 \text{ 1/м}$; $V_a = 7,2 \text{ км/ч}$; $\nu = 1 \text{ рад/с}$.

Определить: $S_q(\nu)$.

Решение: Коэффициенты в уравнении корреляционной функции воздействия микропрофиля дороги на автомобиль

$$\alpha_1 = \frac{V_a}{3,6} \alpha_{01} = \frac{7,2}{3,6} \cdot 0,36 = 0,72 \text{ с}^{-1}; \quad \alpha_2 = \frac{V_a}{3,6} \alpha_{02} = \frac{7,2}{3,6} \cdot 0,2 = 0,4 \text{ с}^{-1};$$

$$\beta_2 = \frac{V_a}{3,6} \beta_{02} = \frac{7,2}{3,6} \cdot 1,75 = 3,5 \text{ с}^{-1}.$$

Корреляционная функция воздействия микропрофиля дороги на автомобиль

$$R_q(\tau) = D_q \left[A_1 e^{-\alpha_1 |\tau|} + A_2 e^{-\alpha_2 |\tau|} \cos(\beta_2 |\tau|) \right] =$$

$$= 10,7 \left[0,8 e^{-0,72 |\tau|} + 0,2 e^{-0,4 |\tau|} \cos(3,5 |\tau|) \right] \text{ см}^2.$$

Спектральная плотность воздействия микропрофиля дороги на автомобиль

$$S_q(\nu) = \frac{2D_q}{\pi} \left[\frac{A_1 \alpha_1}{\nu^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2 \alpha_2 (\nu^2 + \alpha_2^2 + \beta_2^2)}{(\nu^2 + \alpha_2^2 - \beta_2^2)^2 + 4\alpha_2^2 \beta_2^2} \right];$$

$$S_q(1) = \frac{2 \cdot 10,7}{3,14} \left[\frac{0,8 \cdot 0,72}{1^2 + 0,72^2} + \frac{0,2 \cdot 0,4 (1^2 + 0,4^2 + 3,5^2)}{(1^2 + 0,4^2 - 3,5^2)^2 + 4 \cdot 0,4^2 \cdot 3,5^2} \right] = 2,64 \text{ см}^2 \cdot \text{с}.$$

Ответ: $S_q(1) = 2,64 \text{ см}^2 \cdot \text{с}$.

Пример 8.3. У грузового автомобиля жёсткость передних и задних рессор 255 кН/м и 700 кН/м соответственно; жёсткость шин передних и задних колёс 1262 кН/м и 3175 кН/м соответственно. Определить приведённые жёсткости передней и задней подвесок и определить, на сколько процентов они отличаются от жёсткостей рессор.

Дано: $c_{p1} = 255 \text{ кН/м}$; $c_{p2} = 700 \text{ кН/м}$; $c_{ш1} = 1262 \text{ кН/м}$; $c_{ш2} = 3175 \text{ кН/м}$.

Определить: $c_{пр1}$; $c_{пр2}$; Δc_1 ; Δc_2 .

Решение: Приведённые жёсткости:

– передней подвески

$$c_{np1} = \frac{c_{p1}c_{ш1}}{c_{p1} + c_{ш1}} = \frac{255 \cdot 1262}{255 + 1262} = 212,1 \text{ кН/м};$$

– задней подвески

$$c_{np2} = \frac{c_{p2}c_{ш2}}{c_{p2} + c_{ш2}} = \frac{700 \cdot 3175}{700 + 3175} = 573,5 \text{ кН/м}.$$

Отличие жёсткостей рессор от приведённых жёсткостей подвесок:

– передней

$$\Delta c_1 = \frac{c_{p1} - c_{np1}}{c_{p1}} \cdot 100 = \frac{255 - 212,1}{255} \cdot 100 = 16,8\%;$$

– задней

$$\Delta c_2 = \frac{c_{p2} - c_{np2}}{c_{p2}} \cdot 100 = \frac{700 - 573,5}{700} \cdot 100 = 18,1\%.$$

Ответ: $c_{np1} = 212,1 \text{ кН/м}; c_{np2} = 573,5 \text{ кН/м}; \Delta c_1 = 16,8\%; \Delta c_2 = 18,1\%.$

3 Раздел контроля знаний
Перечень вопросов к зачету по дисциплине «Теория автомобиля»

Вопросы к зачету по дисциплине
«Теория автомобиля»

Преподаватель – ст. преподаватель кафедры Березуцкая С.О.

Введение.

1. Место теории автомобиля в системе наук об автомобиле.
2. Структура дисциплины. Формы обучения и контроля.

Основы теории движения автомобильного колеса.

3. Геометрические параметры колеса.
4. Кинематика движения колеса.
5. Сцепление колеса с опорной поверхностью.
6. Сопротивление качению колеса.
7. Режимы качения колеса.
8. Аквапланирование автомобильного колеса.

Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля.

9. Оценочные показатели тягово-скоростных свойств.
10. Силы, действующие на автомобиль при его движении.
11. Мощность и крутящий момент, подводимые к ведущим колесам.
12. Силы сопротивления движению автомобиля.
13. Нормальные реакции опорной поверхности.
14. Уравнение тягового и мощностного баланса автомобиля.
15. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств автомобиля.
16. Топливная экономичность автомобиля.

Тягово-динамический расчет автомобиля.

17. Техническое задание.
18. Расчет мощности двигателя.
19. Расчет передаточных чисел трансмиссии.
20. Выбор структурного ряда передаточных чисел.
21. Построение тягово-динамической характеристики автомобиля.
22. Особенности расчета трансмиссии с гидромеханической передачей.
23. Динамика разгона автомобиля.

Тормозные свойства автомобиля.

24. Общие сведения о режиме торможения автомобиля.
25. Уравнение движения автомобиля при торможении.
26. Перераспределение тормозных сил автомобиля.
27. Регуляторы тормозных сил.
28. Тормозной путь автомобиля.

Плавность хода автомобиля.

29. Основные понятия.
30. Основные характеристики подвески.
31. Характеристики неровностей опорной поверхности.
32. Оценка плавности хода автомобиля.
33. Дифференциальное уравнение свободных колебаний автомобиля.
34. Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний автомобиля.

Управляемость и устойчивость автомобиля.

35. Основные понятия.
36. Увод колеса.
37. Кинематика поворота автомобиля.
38. Поворачиваемость автомобиля.
39. Силовое воздействие на автомобиль при криволинейном движении.
40. Стабилизация управляемых колес.
41. Колебания управляемых колес.
42. Занос и опрокидывание автомобиля при повороте.
43. Движение автомобиля по дороге с поперечным уклоном.

Проходимость автомобиля.

44. Основные сведения
45. Профильная проходимость.
46. Опорно-сцепная проходимость автомобиля.
47. Циркуляция мощности в полноприводном автомобиле.

Основная литература

1. Сазонов, И.С. Теория автомобиля : учеб. пособие / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 167 с. : ил. – Гриф Министерства образования Республики Беларусь. – ISBN 978-985-492-172-1.

Дополнительная литература

2. Сборник задач по теории автомобиля: учеб. пособие / А.М. Грошев [и др.] ; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Н. Новгород, 2016. – 259 с.
3. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Выш. шк., 1986. – 208 с.: ил.
4. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.: ил.
5. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд.,

перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.

6. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил.

7. Хусаинов, А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля: учеб. пособие для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 «Автомобиле- и тракторостроение» / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.

4 Вспомогательный раздел

**Учебная программа по дисциплине «Теория автомобиля» для
студентов специальности 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных
транспортных и технологических машин и комплексов**

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

Р-1 20 24

УТВЕРЖДАЮ

Проректор по учебной работе

М.В.Нерода

28.06.2024

Регистрационный № 24-1-102/у2

Теория автомобиля

Учебная программа учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности

6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных
и технологических машин и комплексов

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта высшего образования ОСВО 6-05-0715-07-2023 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов и учебных планов специальности.

СОСТАВИТЕЛЬ:

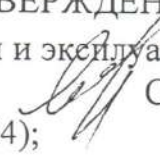
С. О. Березуцкая, старший преподаватель кафедры машиностроения и эксплуатации автомобилей

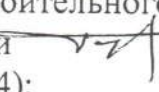
РЕЦЕНЗЕНТЫ:

Головченко Ю.А., директор ООО «ДжиЭсДжи Групп»;

Голуб В.М., заведующий кафедрой машиноведения учреждения образования «Брестский государственный технический университет», кандидат технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:

Кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей
Заведующий кафедрой  С.В. Монтик
(протокол № 9 от 10.05.2024);

Методической комиссией машиностроительного факультета
Председатель методической комиссии  В.П. Горбунов
(протокол № 9 от 15.05. 2024);

Научно-методическим советом БрГТУ (протокол № 5 от 28.06. 2024)

Методисн  А.И. Седов,

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Место учебной дисциплины

Учебная дисциплина «Теория автомобиля» относится к компоненту учреждения высшего образования, модуль «Автомобили и их техническая эксплуатация» и изучается на 2 курсе в 3 семестре.

Цель данной дисциплины является формирование у обучающихся знаний о современных принципах, методах и средствах анализа и прогнозирования эксплуатационных свойств наземных транспортных средств;

Основными задачами учебной дисциплины являются:

- формирование представления о комплексе эксплуатационных свойств, определяющих особенности функционирования автомобилей;
- освоение общих принципов и особенностей методик математического описания указанных свойств;
- формирование навыков получения на базе изученных методик конкретных данных об эксплуатационных свойствах автомобиля и влияние на них различных конструктивных и внешних факторов.

В результате изучения учебной дисциплины «Теория автомобиля» формируются следующие специальные компетенции:

СК-4: Осуществлять расчет тягово-скоростных, топливно-экономических и тормозных характеристик, характеристик управляемости, устойчивости автомобиля, анализ характеристик эксплуатационных свойств автомобиля.

В результате изучения учебной дисциплины «Теория автомобиля» студент должен:

знать:

- особенности влияния различных конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели функционирования автомобиля;
- методы теоретической оценки основных эксплуатационных свойств автомобиля;

уметь:

- составлять перечень исходных данных, наличие которых необходимо при формировании расчетных моделей;
- составлять математические модели процесса (явления), позволяющие получить конкретные результаты в плане оценки эксплуатационных свойств автомобиля;

владеть:

- методами постановки технической задачи для целей ее последующего решения;
- навыками аналитического решения конкретных задач, связанных с оценкой эксплуатационных свойств автомобиля.

Связь с другими учебными дисциплинами.

Дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких дисциплин, как: «Математика», «Физика», «Теоретическая механика», «Теория машин и механизмов». Знания и умения, полученные студентами при изучении данной учебной дисциплины, необходимы для освоения таких дисциплин как «Автомобили», «Обслуживание и ремонт автомобилей», «Техническое обслуживание и

ремонт автомобилей», «Техническая эксплуатация автомобилей», «Сервис легковых автомобилей».

**План учебной дисциплины для дневной формы
получения высшего образования (профилизация «Автосервис»)**

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовую работу	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	2	3	70	3	50	34	16	-	-	-	Дифференциальный зачет

**План учебной дисциплины для дневной формы
получения высшего образования
(профилизация «Техническая эксплуатация автомобилей»)**

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовую работу	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	2	3	70	3	50	34	-	16	-	-	Дифференциальный зачет

1 СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

1.1 ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

Введение.

Место теории автомобиля в системе наук об автомобиле. Структура дисциплины. Формы обучения и контроля.

1. Основы теории движения автомобильного колеса.

Геометрические параметры колеса. Кинематика движения колеса. Сцепление колеса с опорной поверхностью. Сопротивление качению колеса. Режимы качения колеса. Аквапланирование автомобильного колеса.

2. Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля.

Оценочные показатели тягово-скоростных свойств. Силы, действующие на автомобиль при его движении. Мощность и крутящий момент, подводимые к ве-

дущим колесам. Силы сопротивления движению автомобиля. Нормальные реакции опорной поверхности. Уравнение тягового и мощностного баланса автомобиля. Экспериментальное определение тягово-скоростных свойств автомобиля. Топливная экономичность автомобиля.

3. Тягово-динамический расчет автомобиля.

Техническое задание. Расчет мощности двигателя. Расчет передаточных чисел трансмиссии. Выбор структурного ряда передаточных чисел. Построение тягово-динамической характеристики автомобиля. Особенности расчета трансмиссии с гидромеханической передачей. Динамика разгона автомобиля.

4. Тормозные свойства автомобиля.

Общие сведения о режиме торможения автомобиля. Уравнение движения автомобиля при торможении. Перераспределение тормозных сил автомобиля. Регуляторы тормозных сил. Тормозной путь автомобиля.

5. Плавность хода автомобиля.

Основные понятия. Основные характеристики подвески. Характеристики неровностей опорной поверхности. Оценка плавности хода автомобиля. Дифференциальное уравнение свободных колебаний автомобиля. Дифференциальные уравнения вынужденных колебаний автомобиля.

6. Управляемость и устойчивость автомобиля.

Основные понятия. Увод колеса. Кинематика поворота автомобиля. Поворачиваемость автомобиля. Силовое воздействие на автомобиль при криволинейном движении. Стабилизация управляемых колес. Колебания управляемых колес. Занос и опрокидывание автомобиля при повороте. Движение автомобиля по дороге с поперечным уклоном.

7. Проходимость автомобиля.

Основные сведения. Профильная проходимость. Опорно-сцепная проходимость автомобиля. Циркуляция мощности в полноприводном автомобиле.

1.2. ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ЛАБОРАТОРНЫХ ЗАНЯТИЙ, ИХ НАЗВАНИЕ

1. Основы теории колёсного движителя и прямолинейное движение автомобиля.

2. Тягово-скоростные свойства автомобиля.

3. Топливная экономичность автомобиля.

4. Тормозные свойства автомобиля.

5. Криволинейное движение, управляемость и манёвренность автомобиля.

6. Устойчивость автомобиля.

8. Плавность движения автомобиля.

9. Проходимость автомобиля.

1.3. ПЕРЕЧЕНЬ ТЕМ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ, ИХ НАЗВАНИЕ

1. Основы теории колёсного движителя и прямолинейное движение автомобиля.

2. Тягово-скоростные свойства автомобиля.

3. Топливная экономичность автомобиля.

4. Тормозные свойства автомобиля.

5. Криволинейное движение, управляемость и манёвренность автомобиля.

- 6. Устойчивость автомобиля.
- 8. Плавность движения автомобиля.
- 9. Проходимость автомобиля.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ КАРТЫ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ для дневной формы получения высшего образования (профилизация «Автосервис»)

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	3-й семестр						
	Введение	0,5				2	опрос
1	Основы теории движения автомобильного колеса	5,5	2			2	опрос
2	Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля	6	6			4	опрос
3	Тягово-динамический расчет автомобиля	6				4	опрос
4	Тормозные свойства автомобиля	4	2			2	опрос
5	Плавность хода автомобиля	4	2			2	опрос
6	Управляемость и устойчивость автомобиля	4	2			2	опрос
7	Проходимость автомобиля	4	2			2	опрос
	Всего часов подисциплине	34	16			20	

для дневной формы получения высшего образования (профилизация «Техническая эксплуатация автомобилей»)

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	3-й семестр						
	Введение	0,5				2	опрос
1	Основы теории движения автомобильного колеса	5,5		2		2	опрос
2	Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля	6		6		4	опрос
3	Тягово-динамический расчет автомобиля	6				4	опрос
4	Тормозные свойства автомобиля	4		2		2	опрос
5	Плавность хода автомобиля	4		2		2	опрос
6	Управляемость и устойчивость автомобиля	4		2		2	опрос
7	Проходимость автомобиля	4		2		2	опрос
	Всего часов подисциплине	34		16		20	

4. ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Перечень литературы (учебной, учебно-методической, научной, нормативной, др.)

1. Сазонов, И.С. Теория автомобиля : учеб. пособие / И. С. Сазонов, В. А. Ким, Ки Йонг Чой. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 167 с. : ил. – Гриф Ми-

нистерства образования Республики Беларусь. – ISBN 978-985-492-172-1.

2. Сборник задач по теории автомобиля: учеб. пособие / А.М. Грошев [и др.] ; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Н. Новгород, 2016. – 259 с.

3. Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория: учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Минск: Выш. шк., 1986. – 208 с.: ил.

4. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г. М. Кутьков. – М.: КолосС, 2004. – 504 с.: ил.

5. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.: ил.

6. Тарасик, В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.: ил.

7. Хусаинов, А. Ш. Эксплуатационные свойства автомобиля: учеб. пособие для студентов специальности «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 «Автомобиле- и тракторостроение» / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 109 с.

8. Эксплуатация электронных систем автомобилей: учеб. пособие / В. Е. Ютт [и др.] ; под ред. В. Е. Ютта, А. М. Резника. – М. : МАДИ, 2012. – 253 с.

9. Мещерский, И. В. Задачи по теоретической механике : учеб. пособие / И. В. Мещерский; под ред. В. А. Пальмова. – 46-е изд., стер. – М. : Лань, 2006. – 448 с.

10. Тверсков, Б. М. Задачи по теории автомобиля для студентов специальностей 190201, 190202, 05 05 01.15 / Б. М. Тверсков. – Курган : КГУ, 2010. – 53 с.

11. Сазонов, И. С. Динамическое регулирование режимов движения полноприводных колесных машин : монография / И. С. Сазонов; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БГПА, 2001. – 185 с. : ил.

12. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с. : ил.

13. Тормозные системы колесных машин / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2011. – 351 с. : ил.

14. Электронный журнал «АвтоСпециалист+» [Электронный ресурс] / Ред. Д. Н. Титаренко. – СПб., 2006. – Режим доступа : http://appojurn.narod.ru/olderfiles/1/02_Sily_prolozhennye_k_kolesam.pdf. – Дата доступа: 18.05.2016.

15. Теория автомобиля и автомобильного двигателя: учебник для техникумов / М. Д. Артамонов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1968. – 283 с.

16. Зимелев, Т. В. Теория автомобиля / Т. В. Зимелев. – М. : Машгиз, 1959. – 312 с.

4.2. Перечень компьютерных программ, наглядных и других пособий, методических указаний и материалов, технических средств обучения, оборудования для выполнения лабораторных работ

Электронные средства обучения и контроля

1. Набор электронных презентаций MS Power Point к лекциям по дисциплине «Теория автомобиля».

4.3. Перечень средств диагностики результатов учебной деятельности

Средства диагностики результатов учебной деятельности включают:

1. Текущая аттестация
2. Письменные отчеты по аудиторным лабораторным и практическим занятиям.

3. Письменный зачет.

Текущая аттестация по учебной дисциплине проводится в виде:

- контрольный опрос в устной форме.

В семестре предусмотрена одна текущая аттестация.

Обучающиеся допускаются к промежуточной аттестации по учебной дисциплине при условии успешного прохождения текущей аттестации.

Результаты текущей аттестации учитываются при проведении промежуточной аттестации по учебной дисциплине.

Промежуточная аттестация по учебной дисциплине проводится в форме письменного зачета.

4.4. Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы обучающихся учебной дисциплине

При изучении дисциплины используются следующие формы самостоятельной работы в соответствии с п. 3 Положения о самостоятельной работе студентов учреждения образования «Брестский государственный технический университет», утвержденного ректором БрГТУ №56 от 01.06.2020:

- самостоятельное изучение тем лекционного курса по литературным источникам и методическим указаниям, имеющимся в библиотеке БрГТУ и указанным в разделе 4 настоящей программы;
- самостоятельная подготовка к выполнению лабораторных и практических работ по методическим указаниям, разработанным на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей и указанным в разделе 4 настоящей программы;
- самостоятельная работа под контролем преподавателя во время лабораторных и практических занятий по расписанию по индивидуальным заданиям;
- самостоятельная подготовка к зачету.

Самостоятельное изучение тем лекционного курса выполняется по следующим литературным источникам:

Номер темы	Название раздела, темы	Номер литературного источника
	Введение	[1, 3, 5]
1	Основы теории движения автомобильного колеса	[1, 2, 3, 5]
2	Тягово-скоростные свойства и топливная экономичность автомобиля	[1, 2, 3, 5]
3	Тягово-динамический расчет автомобиля	[1, 3, 5]
4	Тормозные свойства автомобиля	[1, 2, 3, 5]
5	Плавность хода автомобиля	[1, 2, 3, 5]
6	Управляемость и устойчивость автомобиля	[1, 2, 3, 5]
7	Проходимость автомобиля	[1, 2, 3, 5]