

Автомобильная серия

Динамика автомобиля

Мартин Мейверк



WILEY

ДИНАМИКА АВТОМОБІЛЯ

Автомобильная серия

Редактор серии:Томас Курфесс

Динамика автомобиля	Мейверк	май2015
Шум и вибрация коробки передач автомобиля:Измерения, анализ сигналов, обработка сигналов и меры по снижению шума	Тюма	апрель 2014
Моделирование и управление двигателями и трансмиссией	Эрикссон и Нильсен	апрель 2014
Моделирование, симуляция и управление одноосными транспортными средствами	Танелли, Корно и Саварези	март2014
Современные композитные материалы для автомобильной промышленности: структурная целостность и ударопрочность	Эльмаракби	декабрь2013
Руководство по анализу нагрузки для определения долговечности в машиностроении	Йоханессон и Спеккерт	ноябрь2013

ДИНАМИКА АВТОМОБИЛЯ

Мартин Мейверк

*Университет Гельмута-Шмидта (Университет Федеральных Вооруженных Сил, Гамбург),
Германия*

WILEY

Издание впервые опубликовано в 2015 году
©2015 John Wiley & Sons Ltd

Юридический адрес

John Wiley & Sons Ltd, The Atrium, Southern Gate, Чичестер, Вест Сассекс, PO198SQ, Соединенное Королевство

Подробную информацию о наших международных редакционных отделах, о службах поддержки и о том, как подать заявку на получение разрешения на повторное использование материалов, защищенных авторским правом в этой книге, см. на нашем веб-сайте www.wiley.com.

Право автора быть указанным в качестве автора настоящего произведения было подтверждено в соответствии с Законом об авторском праве, образцах и патентах 1988 года.

Все права защищены. Никакая часть этой публикации не может быть воспроизведена, сохранена в поисковой системе или передана в любой форме или любым способом, электронным, механическим, фотокопированием, записью или иным образом, за исключением случаев, разрешенных британским Законом об авторском праве, образцах и патентах 1988 года, без предварительного разрешения издателя.

Wiley также публикует свои книги в различных электронных форматах. Некоторая часть содержания, которая появляется в печати, может быть недоступна в электронных книгах.

Обозначения, используемые компаниями для различения своей продукции, часто используются в качестве товарных знаков. Все торговые марки и названия продуктов, используемые в настоящей книге, являются торговыми марками, знаками обслуживания, торговыми марками или зарегистрированными торговыми марками их соответствующих владельцев. Издатель не связан с каким-либо продуктом или поставщиком, упомянутым в настоящей книге.

Предел ответственности/отказ от гарантии: хотя издатель и автор приложили все усилия для подготовки этой книги, они не дают никаких заявлений или гарантий в отношении точности или полноты содержания этой книги и, в частности, отказываются от любых подразумеваемых гарантий коммерческой ценности или пригодности для определенной цели. Книга продается исходя из понимания того, что издатель не занимается оказанием профессиональных услуг, и ни издатель, ни автор не несут ответственности за ущерб, возникающий отсюда. Если требуется профессиональная консультация или другая помощь экспертов, следует обратиться за услугами к компетентному специалисту

Заявка на Библиографическую запись Библиотеки Конгресса США подана.

ISBN: 9781118971352

Каталожная запись для этой книги доступна в Британской библиотеке. Набрано в 11 / 13pt Times компанией Laserwords Private Limited, Ченнаи, Индия

12015

*Посвящается моей жене Аннет и моим детям Софье, Алёше, Индире и
Фелисии*

Содержание

Предисловие	xi
Вступительное слово к серии	xiii
Вступление	xv
Перечень аббревиатур и символов	xvii
1 Введение	1
1.1 Вступительные замечания	3
1.2 Движение автомобиля	4
1.3 Вопросы и упражнения	8
2 Колесо	11
2.1 Уравнения движения колеса	11
2.2 Сопротивление колес	14
2.2.1 <i>Сопротивление качению</i>	14
2.2.2 <i>Скольжение по слою воды</i>	18
2.2.3 <i>Сопротивление смятию</i>	19
2.2.4 <i>Сопротивление развала-схождения</i>	19
2.3 Коэффициент продольной силы шины, проскальзывание	20
2.4 Вопросы и упражнения	24
3 Сопротивление вождению, требуемая мощность	27
3.1 Аэродинамическое сопротивление	27
3.2 Градиентное сопротивление	29
3.3 Сопротивление ускорению	29
3.4 Уравнение движения для всего транспортного средства	32
3.5 Рабочие характеристики	34
3.6 Вопросы и упражнения	39
<i>Содержание</i>	<i>viii</i>
4 Преобразователи	43
4.1 Сцепление, преобразователь угловой скорости вращения	45
4.2 Коробка передач, гидротрансформатор	48
4.3 Вопросы и упражнения	54
5 Диаграмма характеристик движения, расход топлива	57
5.1 Максимальная скорость без градиента	60
5.2 Способность преодолевать подъёмы	61
5.3 Разгонная характеристика двигателя	61
5.4 Расход топлива	63
5.5 Процедуры тестирования расхода топлива	68
5.6 Вопросы и упражнения	70
6 Предела движения	73

6.1	Уравнения движения	74
6.2	Процесс торможения	79
6.3	Интенсивность торможения	84
6.4	Вопросы и упражнения	91
7	Гибридные силовые агрегаты	93
7.1	Основные функциональные возможности	93
7.2	Топологии гибридных силовых агрегатов	99
7.3	Регенеративное торможение и зарядка	101
7.4	Вопросы и упражнения	106
8	Адаптивный круиз-контроль	107
8.1	Компоненты и алгоритм управления	107
8.2	Измерение расстояний и относительных скоростей	112
8.3	Достижимость	117
8.4	Вопросы и упражнения	118
9	Динамика движения	121
9.1	Вибрация, вызванная неровными дорогами	124
9.1.1	<i>Затухающий гармонический осциллятор</i>	124
9.1.2	<i>Критерии оценки</i>	128
9.1.3	<i>Стохастически неравномерности</i>	130
9.1.4	<i>Конфликт между безопасностью и комфортом</i>	132
9.2	Колебания силовых агрегатов	144
9.2.1	<i>Крутильные осцилляторы</i>	144
9.2.2	<i>Центробежные маятниковые вибропоглотители</i>	147
9.3	Примеры	151
9.4	Вопросы и упражнения	152
	<i>Содержание</i>	<i>ix</i>
10	Модели автомобилей-заменителей	155
10.1	Двухмассовая система замещения	155
10.2	Двухосное транспортное средство, однополосное	158
10.3	Кривые нелинейные характеристик	165
10.4	Вопросы и упражнения	167
11	Однополосная модель, угол скольжения шин, рулевое управление	169
11.1	Уравнения движения однополосной модели	169
11.2	Угол скольжения	177
11.3	Рулевое управление	181
11.4	Линеаризованные уравнения движения однополосной модели	185
11.5	Соотношение между продольными и боковыми силами в поле сцепления	188
11.6	Влияние дифференциалов при прохождении поворотов	189
11.7	Вопросы и упражнения	191
12	Круговое вождение с постоянной скоростью	193
12.1	Уравнения	193
12.2	Решение уравнений	195
12.3	Геометрические аспекты	197
12.4	Избыточное и недостаточное поворачивание	201
12.5	Вопросы и упражнения	205
13	Динамическая характеристика	207

13.1	Стабильность в устойчивых условиях вождения	207
13.2	Поведение рулевого управления	210
13.3	Поведение бокового ветра	213
13.4	Вопросы и упражнения	216
14	Влияние перераспределения нагрузки на колёса	217
14.1	Перераспределение нагрузки на колёса без учета крена автомобиля	217
14.2	Перераспределение нагрузки на колёса с учетом крена автомобиля	221
14.3	Вопросы и упражнения	228
15	Схождение/развал, развал и коэффициент самоуправления	229
15.1	Схождение/развал, развал	229
15.2	Вопросы и упражнения	233
16	Системы подвески	235
16.1	Вопросы и упражнения	245
17	Преобразователи крутящего момента и скорости	247
17.1	Преобразователи скорости, сцепление	247
X	Содержание	
17.2	Трансмиссия	252
17.3	Вопросы и упражнения	258
18	Амортизаторы, пружины и тормоза	259
18.1	Амортизаторы	259
18.2	Идеальная активная подвеска и амортизация подвески	264
18.2.1	<i>Идеальная активная подвеска</i>	264
18.2.2	<i>Гасители подвески</i>	267
18.3	Пружины подвески	269
18.4	Тормозные системы	277
18.5	Вопросы и упражнения	281
19	Активные продольные и боковые системы	283
19.1	Основные компоненты АБС	283
19.2	Работа АБС	287
19.3	Задержка нарастания поворачивающего момента	290
19.4	Противобуксовочная система	293
19.5	Системы боковой устойчивости	294
19.6	Гидравлические узлы для АБС и СДС	296
19.7	Система активного рулевого управления	297
19.8	Вопросы и упражнения	298
20	Многочастичные системы	301
20.1	Кинематика кузовов, усиленных рёбрами жёсткости	302
20.2	Кинетическая энергия кузовов, усиленных рёбрами жёсткости	305
20.3	Компоненты многочастичных систем	309
20.4	Ориентация кузовов, усиленных рёбрами жёсткости	312
20.5	Вывод и решение уравнений	315
20.5.1	<i>Вывод уравнений</i>	315
20.5.2	<i>Решение уравнений</i>	316
20.6	Применение МЧС	317
20.7	Вопросы и упражнения	322

Глоссарий	323
Список использованной литературы	329
Алфавитный указатель	331

Предисловие

Эта книга представляет собой выдержку из лекций по динамике легкового автомобиля и мехатронным системам транспортных средств, которые ведутся в Университете Гельмута Шмидта - Университете федеральных вооруженных сил, Гамбург, Германия. Лекции проводятся с 2002 года (Динамика легкового автомобиля) и 2009 года (Мехатроника легкового автомобиля). Книга представляет собой введение в область динамики легкового автомобиля. Большинство разделов книги должны быть понятны студентам программы бакалавриата, располагающим знаниями базовой математики и технической механики на момент завершения программы бакалавриата по специальности «инженерная механика». Однако, некоторые разделы требуют знания прогрессивных методов, которым обучают в аспирантуре (программа магистратуры).

Я хотел бы поблагодарить г-жу Мартину Гердз за конвертирование рисунков в графический редактор Coral Draw с разметкой LaTeX, а также за набор текста Главы 9. Также я хотел бы поблагодарить г-на Даррела Фернандеса, Бакалавра естественных наук, за предварительный перевод моих записей с немецкого языка. Особую благодарность выражаю г-ну Колину Хокинсу за проверку и корректировку окончательной редакции книги на английском языке. Благодарю своих научных ассистентов, в частности доктора Уинфрида Томаске и дипломированного инженера Тобиаса Гельберга, за выверку текста, особенно в отношении технических аспектов. Особая благодарность г-ну Гельбергу за помощь в подготовке проектирования рисунков подвески и коробки передач в программном комплексе SolidWorks, а также за подготовку диаграмм с использованием пакета прикладных программ MATLAB. Кроме того, хотелось бы поблагодарить свою семью, свою супругу доктора Аннете Николэй, а также своих детей – Софию, Алёшу, Индиру и Фелицию за их терпение и за то, что дали мне время на подготовку этой книги.

Несколько слов о серии книг

Автомобиль является критическим элементом любого общества, а динамические характеристики транспортного средства – ключевой аспект в отношении его потребительской стоимости. К тому же, динамика легковых автомобилей изучается уже на протяжении многих лет, что дает множество возможностей преподавателю для обучения своих учеников широкому кругу понятий. Динамика имеет фундаментальное значение не только для транспортного сектора, она довольно изящна по своей природе, связывая различные аспекты кинематики, динамики и физики, и лежит в основе некоторых из самых впечатляющих машин, которые когда-либо были спроектированы.

Динамика легковых автомобилей – это полноценный учебник по динамике, моделированию и контролю не только всей системы транспортного средства, но и его ключевых элементов, таких как коробка передач, а также интеграции на уровне гибридных систем. В учебнике приведен комплексный обзор ключевых классических элементов транспортного средства, а также современные концепции двадцать первого века, которые совсем недавно были внедрены на самых современных коммерческих транспортных средствах. Темы, затронутые в данном учебнике, начинаются с базовой кинематики кузова автомобиля, усиленного жесткими ребрами, и заканчиваются перспективными концепциями в круиз-контроле, проектировании и анализе гибридных установок и многочастичных систем. Этот учебник является частью *Автомобильной серии*, основной целью которой является публикация практических и актуальных книг для исследователей и практиков в области промышленности, а также аспирантов/перспективных студентов бакалавриата по автомобилестроению. Серия книг затрагивает новые и зарождающиеся технологии в автомобилестроении, поддерживающие разработку нового поколения транспортных систем. В серию вошел ряд тем, включая конструирование, проектирование и производство, она представляет собой источник информации для людей, работающих в сфере автомобилестроения.

В *Динамике легковых автомобилей* описывается ряд различных конструкций, приводится анализ и даются рекомендации по внедрению, связанные с автомобилями, включая требования по питанию, преобразователи, характеристики, расход топлива и динамические модели транспортного средства. Текст учебника изложен с очень прагматичной точки зрения на основании обширного опыта автора. Книга написана таким образом, чтобы ее можно было использовать как для студентов программы бакалавриата, так и для аспирантуры. Кроме того, она является отличным справочником для тех, кто занимается проектированием и конструированием автомобильных систем. Учебник охватывает широкий диапазон концепций, которые крайне необходимы для понимания работы транспортного средства, что делает эту книгу весьма желательным дополнением к *Автомобильной серии*.

Томас Курфесс
Октябрь 2014 г.

Предисловие

Книга охватывает основные разделы динамики легковых автомобилей, которые поделены на три темы: динамика продольного, вертикального и поперечного движения. Также в ней разъяснены некоторые области применения, в частности те, которые имеют мехатронный контекст, а также кратко описаны некоторые компоненты.

На рисунке 1 приведен обзор глав книги. Основные разделы (продольное, вертикальное и поперечное движение), а также главы, описывающие области применения и компоненты, сгруппированы вместе. Многие основные аспекты динамики разъясняются при помощи простых механических моделей (например, модель задней боковой части кузова и однопутная модель). Поскольку при проектировании современных автомобилей используется процесс виртуальной разработки с очень сложными многомодульными системами, этот метод моделирования очень кратко описан в последней главе. Хотя модели многомодульных систем и способны прогнозировать многие тонкости, пользователь таких моделей должен понимать принципы поведения транспортных средств и основную теорию динамического поведения. Поэтому важно изучить основные динамические характеристики при помощи простых моделей, описанных в книге.

В главе 1 даются общие сведения о транспортных средствах. За ними следует описание некоторых основных систем рам и осей. Эту информацию должен прочесть каждый. Далее следуют три группы динамики продольного, вертикального и поперечного движения, которые являются довольно самостоятельными разделами. Разделы о продольном и вертикальном движении совершенно не зависят от остальных разделов, и их можно изучать, не имея понятия об остальных разделах. Третья группа, в которой говорится о динамике поперечного движения, включает некоторое количество аспектов, которые будет сложно понять, если предварительно не ознакомиться с разделом о продольном или вертикальном движении.

Главы, в которых говорится об областях применения, можно понять лишь частично, если не прочесть соответствующую главу с теорией. Поэтому рекомендуется начать изучение динамики легковых автомобилей с основных разделов: основы для Глав 7 (Гибридные силовые установки), 8 (Адаптивный круиз-контроль) и 17 (Крутящий момент и преобразователи скорости) можно найти в главах по динамике продольного движения, в то время как динамика поперечного движения важна для Глав 16 (Системы подвески), в случае с Главой 18 (Амортизаторы, рессоры и тормоза) необходимо знание динамики вертикального движения, а также некоторых аспектов динамики продольного и поперечного движения. Глава 19 (Активные системы продольного и поперечного движения) - само название которой говорит о том, что речь идет об аспектах продольного и поперечного движения. Глава 20 практически не зависит от теории.

На рисунке 1 за названием каждой главы следуют буквенные обозначения «Б» и «М», что соответствует «бакалавриату» и «магистратуре». Главы уровня «Б» должны быть понятны студентам программы бакалавриата со знанием технической механики и математики в конце обучения по программе бакалавриата по специальности «Машиностроение». Охваченные темы: алгебра; тригонометрические функции; дифференциальное исчисление; линейная алгебра; векторы; системы координат; сила, крутящий момент, равновесие; масса, центр массы, момент инерции; метод сечений, трение, законы Ньютона, уравнение Лагранжа. В главах с отметкой уровня «М» пригодятся глубокие знания, которые обычно преподаются студентам аспирантуры: обыкновенные дифференциальные уравнения (ОДУ), устойчивость ОДУ, преобразование Лапласа, преобразование Фурье, стохастическое описание неровных дорог и спектральных плотностей.



Рисунок 1. Главы книги

В конце практически каждой главы вы найдете вопросы и упражнения. Они предназначены для мониторинга учебного прогресса и применения изученного материала для решения несложных задач. По этой причине, вопросы и задания располагаются по классам согласно таксономии Блума.

Самым простым классом является *Запоминание*, что обозначает, что вам всего лишь необходимо запомнить правильное содержание (например, определение или формулу). Вы должны быть в состоянии ответить на вопросы второго класса (*Понимание*), если вы поняли содержание. Задания третьего класса (*Применение*) подразумевают применение содержания для решения некоторых неизвестных задач. Три оставшиеся класса (*Анализ*, *Оценка* и *Создание*) больше подходят для углубленной работы студентов, такой как бакалаврская работа или магистерская диссертация, поэтому они редко используются в данной книге.



Рисунок 2. Таксономия Блума

Перечень аббревиатур и символов

Таблицы на следующих страницах суммируют математические символы и сокращения, используемые в этой книге. В большинстве случаев (но не во всех) индексы, используемые с символами, указывают на следующее: v vehicle

- b кузов
- w колесо
- l шина
- x, y, z : e_{x*}, e_{y*}, e_{z*}

Иногда символ, который необходим только в очень локальной части книги, может использоваться в ином значении, чем это описано в следующей таблице, а также иногда единицы могут отличаться от указанных в таблице. Символы, которые встречаются только в небольшой части книги, не приведены в табличном виде.

Таблица 1 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	Страниц
a	Ускорение автомобиля $a = \ddot{x}_v$	м/с ²	84
A	Аэродинамическая площадь	м ²	27
α	Угол скольжения (или локально используемый)	Рад	177
A	Антиблокировочная система	—	283
A	Клотоидный параметр	м	171
A	Адаптивный круиз-контроль	—	107
α	Угол наклона дороги	рад	11, 29
α	Коэффициент прогрессии передачи	1	48
α	$\alpha_{gz} = l_{z-1}/l_z, z = 2, \dots, N_{z\max}$	рад	186
α	Средний угол скольжения шины ($j = 1$)	рад	219
α_j	Внутренний угол проскальзывания шины	рад	217
α_j	Внешний угол скольжения шин	рад	217
A	Активное переднее рулевое	—	297
A	Регулировка против скольжения	—	293
β	Угол скольжения автомобиля	рад	170
γ	Угол развала	рад	229
c	Жесткость на поворотах	Н/рад	180
c	Средняя поворотная жесткость	Н/рад	219
c	Коэффициент аэродинамического	1	27
c	Коэффициент аэродинамического подъема	1	76
C P V	Центробежный маятниковый гаситель	—	144
c_y	Коэффициент аэродинамического бокового	1	214
D A E	Дифференциальные алгебраические уравнения	—	315
δ	Схождение $\delta_{10} > 0$, расхождение $\delta_{10} < 0$	Рад Н	229
Δ F	Изменение нагрузки на колесо на внешнем	Н	217
$($		—	6
η	Эффективность дифференциала	1	49
η	КПД двигателя	1	67
η	Средне КПД двигателя	1	63
η_e η		—	—
η	Средний КПД трансмиссии (трансмиссия и дифференциал)	1	63
η_i	КПД i -й передачи коробки передач	—	—
η		1	49
E S	Программа электронной стабилизации	—	294

Таблица 2 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	Страниц
(ζ)	Ось координат шин	–	7
(ζ)	Ось координат автомобиля	–	6
e	Эксцентриситет на колесе	м	12
e	Эксцентриситет на оси j колеса ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн.)	м	74
(S)	Ось координат колеса, e_{wz} перпендикулярно плоскости дороги	–	7
F_a	Аэродинамическое сопротивление в продольном направлении для упрощенных моделей в продольной	Н	27
F_a	Аэродинамическая сила сопротивления в направлении evx для однопутной модели и передачи нагрузки на колесо	Н	172
F_a	Аэродинамическая сила сопротивления в evy -направлении	Н	172
F_a	Аэродинамическая сила сопротивления в evz -направлении	Н	76
F_{basic}	Основной спрос на тяговое усилие: $F_{\text{basic}} = F_r + F_a$	Н	35
f	Частота полученного сигнала	Гц	112
F	Градиент сопротивления	Н	29
F_g	Совместное градиентное и инерционное сопротивление для $y = p + \lambda \ddot{x}_v/g$	Н	35
F_i	Идеальная (востребованная) характеристическая карта тягового	Н	37
F	Ускорение или инерционное сопротивление	Н	33
F_M	Частотно-модулированная непрерывная волна	–	112
f	Коэффициент сопротивления качению	1	15
f	Частота передаваемого сигнала	Гц	112
f_i	Коэффициенты для f_i аппроксимации ($i = 0, 1, 4$)	1	16
F	Сопротивление качению	Н	15
F_t	Общее тяговое усилие: $F_{\text{tot}} = F_a + F_i + F_g + F_r$	Н	34
F_w	Усилие, подаваемое на колесо от трансмиссии	Н	50
F	Усилие сечения для автодороги	Н	13
F_x	Усилие сечения для автодороги ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн.)	Н	32
F_z	Усилие сечения (нагрузка на колесо) ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн.)	Н	74
F_z	Аэродинамическая часть нагрузки на колесо ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн.)	Н	76
F_z	Статическая часть нагрузки на ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн.)	Н	75

Таблица 3 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	Страниц
F_z	Динамическая часть нагрузки на колесо ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн)	Н	78
F	Нагрузка на колесо или ось в направлении оси x	Н	12
g	Гравитационное ускорение	м/с ²	13
G	Вес оси j ($j = 1$ передн.; $j = 2$ задн)	Н	75
G	Вес тела (подвесочная масса)	Н	75
h	Расстояние: центр масс S_{cm} – дорога	м	86
h	Расстояние: центр масс тела - дорога	м	75
h	Расстояние: центр масс S_{cm} – дорога	м	77
Н _р	Насос	–	297
h_p	Расстояние: центр давления S_{pp} – дорога для потока воздуха в e_{vx} -	м	76
Н _с	Клапан высокого давления	–	297
i_d	Передаточное число дифференциала (последний привод)	1	44
i_g	Передаточное число КПП; для ступенчатой трансмиссии $i_g = i_z$	1	30
i	Общее передаточное число $i_t = i_z i_d$	1	58
i_z	Передаточное число КПП z трансмиссии, $z = 1, \dots, N_{z \max}$	1	48
J	Момент инерции оси j	кг м ²	
J_c	Момент инерции шестерни, дифференциала, карданного вала	кг м ²	30
J	Момент инерции двигателя, сцепления	кг м ²	30
J	Момент инерции автомобиля	кг м ²	172
κ	Угол поворота кузова автомобиля	рад	222
κ	Мгновенная кривизна ($\kappa_{cc} = 1/\rho_{cc}$ пути)	1/м	171
κ	Волновое число неровной дороги	рад/	164
l	Колесная база; расстояние между передней и задней осями	м	75
L_1	Расстояние в e_{vx} направлении между центром масс передн. Оси и центра	м	75
L_2	Расстояние в направлении e_{vx} между центром масс задней оси и центром	м	75
λ	Коэффициент вращательной массы	1	33

λ	Собственное значение по времени	1/с	207
l c	Расстояние: центр тяжести S_{cm} – центр давления S_{pp} в направлении e_{vx}	м	172

xxi

Перечень аббревиатур и символов

Таблица 4 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	Страниц
μ	Коэффициент продольной силы шины	1	21
M	Аэродинамический момент	Нм	74
μ	Коэффициент сцепления	1	21
m a	Масса оси ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	кг	32
M a	Момент сечения на оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	Нм	32
m b	Масса кузова или поддресоренная масса автомобиля	кг	31
M	Системы нескольких тел	–	4
M	Центр кривизны	–	170
M	Мгновенный центр вращения	–	173
M	Крутящий момент, подаваемый от двигателя	Н	58
M	Момент полной нагрузки двигателя	Нм	37
M i	Момент ввода (например, на входе передачи или сцепления)	Нм	45
M	Момент, когда мощность двигателей достигает максимума	Нм	37
M	Потеря крутящего момента от двигателя	Н	59
M m	Максимальный крутящий момент двигателя	Нм	55
M n_{max}	Момент полной нагрузки двигателя при n_{max}	Нм	37
M	Выходной момент (например, на входе передачи или сцепления)	Нм	45
μ	Коэффициент чистого скольжения	1	22
m	Общая масса (поддресоренная и	кг	29
M	Крутящий момент, подаваемый на колесо от трансмиссии	Н	58
n	Общий продольный наклон шкворня	м	188
n	Частота вращения двигателя (обороты)	рад/с	44
n	Скорость ввода или обороты (например, на входе	об/с	45
n i z	Входная скорость (обороты) трансмиссии на передаче z	рад/с	48
n	Кинематический продольный наклон	м	182
n	Максимальная скорость двигателя	Об/м	37
n	Минимальная скорость двигателя	Об/м	37
n	Выходная скорость или обороты (например на входе КПП или	rev/s	45
n (n	Частота вращения двигателя, при которой мощность двигателей	Об/м ин	37

n_w	Максимальные обороты в минуту колесной	Об/мин	44
n_z	Выходная скорость (обороты) трансмиссии при передаче z	рад/с	48

xxii

Перечень аббревиатур и символов

Таблица 5 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	С
N	Продольный наклон шкворня шины	м	$\frac{1}{7}$
n	Скорость колеса (обороты)	рад/с	$\frac{4}{4}$
N	Количество передач в коробке передач	1	$\frac{4}{8}$
О П	Обыкновенное дифференциальное уравнение	–	5
О Е	Производитель оригинального оборудования	–	121
ω	Входные угловые скорости (например, на входе трансмиссии или	рад/с	45
ω	Угловые скорости на выходе (например, на входе трансмиссии или	рад/с	45
p	Градиент (уклон) дороги $p = \tan \alpha_g$	1	29
ψ	Угол рыскания	рад	7
ϕ	Угол крена	рад	7
P	Полная мощность двигателя	$W = \text{Нм/с}$	37
P	Сила аэродинамического сопротивления ($S=0: P_a = F_a v_v$)	$W = \text{Нм/с}$	35
ϕ	Угол поворота оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	рад	32
ϕ	Угол тангажа корпуса	рад	159
P	Основной спрос на мощность: $P_{\text{basic}} = P + P$	Н	35
ϕ	Редуктор угловой скорости, дифференциал, карданный вал	рад/с	30
P	Питание от двигателя	$W = \text{Нм/с}$	46
ϕ	Угловая скорость двигателя, сцепление	рад/с	30
P	Сила комбинированного градиента и инерционного сопротивления	$W = \text{Нм/с}$	35
P	Сила сопротивления градиента	$W = \text{Нм/с}$	35
Ф	Спектральная плотность стохастической неровности	м ³	131
Ф	Коэффициент шероховатости	м ³	131
P	Общая потребляемая мощность: $P_{\text{basic}} = P + P$	Н	34
P	Идеальная (востребованная) характеристика карты мощности на	НН	37
P	Входная мощность (например, на входе передачи) в главе 4	$W = \text{Нм/с}$	45
P	Сила сил инерции в главе 3	$W = \text{Нм/с}$	35
P	Максимальная мощность двигателя достигает максимума	$W = \text{Нм/с}$	37
P	Выходная мощность (например, на входе передачи)	$W = \text{Нм/с}$	45

P	Сила сопротивления качению ($S = \rho \cdot P = F_{\text{в}}$)	$W = \text{Нм/с}$	34
P	Общая потребляемая мощность: $P = P + P + P + P$	Н	34
ϕ	Угол поворота колеса отн. e_{iy} -оси	рад	14

xxiii

Перечень аббревиатур и символов

Таблица 6 Перечень символов

С	Описание	ЕИ	Страница
P_w	Мощность, подаваемая на колесо от трансмиссии для поворота I	$W = \text{Н/с}$	50
P	Мощность на колесе	$W = \text{Нм/с}$	63
ρ	Массовая плотность воздуха	кг/м ³	27
ρ	Мгновенный радиус кривизны пути транспортного средства	м	171
r_k	Радиус очистки: расстояние между пересечением оси рулевого управления с дорожной и контактом пятна контакта	м	183
r_σ	Король смещен между центром колеса и осью рулевого управления	м	184
R	Динамический радиус качения	м	20
R_w	Динамический радиус качения ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	м	32
r	Статический радиус колеса	м	14
r	Статический радиус колес оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	м	32
σ	Угол наклона оси рулевого управления;	рад	181
S_j	с e_{Vz} направление на проекцию оси рулевого управления на плоскости $eVz - eVy$ Скольжение на колесах оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	1	32
s	Путь оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	м	219
S	Центр массы автомобиля (подрессоренная и неподрессоренная масса)	—	6
S	Центр масс колеса	—	7
S	Переключающий клапан	—	297
S	Центр давления	—	76
S	Центральная точка пятна контакта	—	7
σ	Нормальное распределение напряжений	Н/м ²	12
S_σ	Коэффициент статической устойчивости	—	220
τ	Угол продольного наклона шкворня; угол от e_{Vz} угол от направления к	рад	181
t	e_{Vz} - e_{Vx} -плоскости Время нарастания давления	с	80
t	Время наращивания силы ног	с	80
t	Продолжительность полного процесса	с	82
t	Время отклика	с	79
t	Время передачи	с	80
θ	Угол тангажа	рад	7
v	Абсолютное значение v_v : $v = v_v = v_v$	м/с	27
v	Скорость ветра	м/с	27
	Вектор скорости ветра	м/с	214

Таблица 7 Перечень символов			
С	Описание	ЕИ	Страница
V	Окружная скорость колеса	м/с	20
v_z	Характеристика скорости в квадрате	м/с	197
v_c	Критическая скорость	м/с	209
v_r	Результирующий вектор скорости (ветер и транспортное средство)	м/с	214
v_v	Скорость автомобиля на S_{cm} ; $v_v = v_v $; $v = v_v$ $v = (v_{vx}, v_{vy}, v_{vz}) \cdot (e_{ix}, e_{iy}, e_{iz})^T$	м/с	214
v_w	Скорость колеса	м/с	179
w	Волнистость неровной дороги	1	131
W_w	Работа на колесе	J = Нм	63
X	Сила сечения между колесом и кузовом	Н	13
X_j	Секция силовой оси-транспортного средства на ось j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	Н	33
x_{**}	Ускорение автомобиля	м/с ²	30
x_{aj}	Координата оси j ($j = 1$ передн; $j = 2$ задн)	м	32
x_v	S_{cm} координаты автомобиля отн. ($O, e_{ix}, e_{iy}, e_{iz}$)	м	6
x_w	S_{cmw} координаты колеса отн. ($S_{cm}, e_{vx}, e_{vy}, e_{vz}$)	м	14
X	Сила сечения между колесом и кузовом	Н	178
Y	Сила сечения между колесом и кузовом	Н	13
Z	Коэффициент торможения $Z = -a/g$	1	84
z_1	Смещение колеса	м	264
z_2	Смещение кузова	м	264
z_3	Смещение сиденья	м	136
z_b	Смещение кузова	м	136
z_w	Смещение колеса	м	156

1

Введение

Автомобили используются более 100 лет для перевозки людей и товаров. Несмотря на столь долгий срок, основные элементы автомобиля, в принципе, остались неизменными, т.е. четыре колеса и двигатель внутреннего сгорания с динамическим гидроприводом. Однако, технические детали автомобиля значительно изменились, а сложность существенно возросла. Отчасти, это происходит наряду с общим техническим прогрессом, с одной стороны, и растущими потребностями клиентов, с другой стороны. Законодательные требования также привели к явным изменениям в автомобилях.

Значимость автомобилей становится очевидной, если взглянуть на графики, приведенные на Рисунках 1.1–1.4. Следует помнить, что абсциссы большинства графиков разделены логарифмически. Количество, пройденные расстояния и расстояния, пройденные на душу населения, уже находятся на очень высоком уровне, или же растут с высокой скоростью. Если мы рассмотрим некоторые европейские страны или Соединенные Штаты Америки, то заметим экономический застой на высоком уровне, в то время как страны с развивающейся экономикой демонстрируют высокие темпы роста. Очевидна необходимость разработки новых экономичных и экологических транспортных средств. А чтобы сделать это, инженеры должны знать основные свойства автомобилей. Поскольку автомобиль - это не просто предмет, который движется вперед с постоянной скоростью, а обладает динамическими характеристиками, которые напрямую зависят от его основных свойств. Следовательно, основные динамические свойства и являются основной темой данной книги.

Экологический аспект может стать серьезным ограничивающим фактором при разработке транспортных средств во всем мире. Если количество автомобилей на 1000 жителей в Китае и Гонконге вырастет с 22 в 2007 году до 816, как в США, то множителем станет число 40. Если умножить количество выбросов CO₂ в США с 2007 года на 40, то получится около 57 000 Мт, что в 12 раз больше количества мировых выбросов CO₂ от сжигания топлива автомобильным транспортом за 2007 год. Это очень много (или даже слишком много). Следовательно, в ближайшие десятилетия необходимо разработать и усовершенствовать транспортные средства с более низким расходом топлива или гибридными или электрическими силовыми установками.

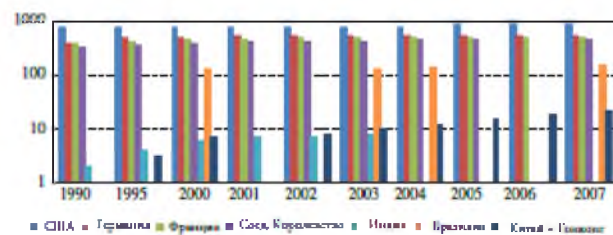


Рисунок 1.1. Легковые автомобили (и грузовые автомобили малой грузоподъёмности в США) на 1000 жителей (данные ОЭСР за 2014 год)

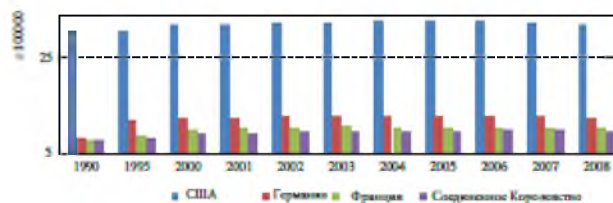


Рисунок 1.2. Пассажирокилометры (миллионов пассажиров на км) (данные ОЭСР за 2014 год)



Рисунок 1.3. Пассажиры, км на человека (данные ОЭСР за 2014 год)

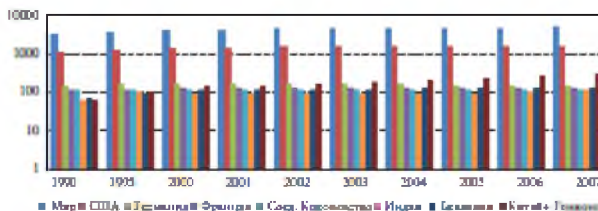


Рисунок 1.5. Значимость закупочных критериев

Представление наиболее важных критериев покупки на Рисунке 1.5 подчеркивает экологические и экономические аспекты, а также безопасность, характеристики управляемости и комфорт. Последние три пункта, а именно безопасность, управляемость и комфорт, тесно связаны с динамикой вождения и подвеской, что делает эти аспекты особенно важными в автомобильной промышленности. Безопасность обычно подразделяется на активную безопасность (системы активной безопасности помогают избежать аварий) и пассивную безопасность (системы пассивной безопасности защищают пассажиров во время аварии).

Очевидно, что динамика транспортного средства имеет решающее значение из-за непосредственного влияния на активную безопасность; управляемость и комфорт также тесно связаны со свойствами динамики автомобиля. По этой причине в данном курсе особое внимание уделяется аспектам динамики.

Целью данного курса является определение и идентификация основных концепций и взаимосвязей, которые необходимы для понимания динамики автомобиля.

Содержание данного учебника ограничивается основными вопросами, а сам курс четко следует монографии Митшке и Валленовитца 2004 г. (на немецком языке). В конце книги указана литература для дальнейшего изучения, например, Гейссинг и Эрсой 2011 г., Дуккипати и др. 2008 г., Гиллеспи 1992 г., Иазар 2014 г. или Реймпелль и др. 2001 г.

1.1 Предварительные замечания

Содержание этой книги разделено на четыре части: динамика продольного движения, динамика вертикального движения, динамика поперечного движения и структурное проектирование компонентов автомобиля и автомобильных мехатронных систем. Динамика продольного движения включена в главы 2–6, в которых обсуждаются процессы ускорения и торможения. Первостепенное значение здесь уделяется общему сопротивлению движению, потребностям и подводу питания, а также диаграммам состояния движения. В главах 7 и 8 описаны дополнительные системы продольной динамики: альтернативные силовые установки и адаптивные системы круиз-контроля. В главах 9 и 10 объясняется поведение транспортного средства при движении по неровной поверхности в контексте динамики вертикального движения. В этих главах изучаются основы теории колебаний и влияния вибраций на человека. В динамике поперечного движения (содержание глав 11–15), описывается поведение транспортного средства во время поворота. Разъясняются такие важные понятия, как скольжение, избыточная и недостаточная поворачиваемость (заносы на поворотах), угол схождения и угол развала. Это связано с влиянием колесной нагрузки на характеристики управляемости.

В главах 16–19 освещаются аспекты технического проектирования (конструкции) автомобиля. В дополнение к преобразователям скорости и крутящего момента, в этих главах также говорится об элементах тормозной системы и ходовой части в системе активной безопасности, таких как антиблокировочная тормозная система (ABS), противобуксочная система (ASR) и система динамической стабилизации (ESP). В главе 20 речь пойдет о многомодульных системах (MBS). MBS - это вычислительные модели, которые позволяют более точно рассчитывать динамическое поведение транспортных средств.

1.2 Движение автомобиля

Чтобы описать динамику автомобилей, мы используем, как и в любой другой отрасли машиностроения, модели с большей или меньшей степенью детализации. Сложность моделей зависит от исследуемых вопросов. В настоящее время как в науке, так и в исследованиях, а также в департаментах автомобилестроения чаще всего используются модели MBS. Многомодульные системы состоят из одного или нескольких жестких тел, которые связаны друг с другом пружинами и/или амортизаторами и шарнирами.

На Рисунке 1.6 отображена модель MBS транспортного средства. Эта модель взята из коммерческой программы MBS ADAMS. Еще один пример передней оси МакФерсона показан на рисунке 1.7. Эти модели MBS обеспечивают высокую точность моделирования динамического поведения. В эти модели можно включить многие детали, даже гибкие. Однако, детальное моделирование дает большое количество эффектов в результатах вычислений, и инженер должен уметь интерпретировать и понимать эти результаты. К примеру, инженер должен уметь различать основные эффекты и цифровые феномены. Для этого необходимо понимать базовую динамику и

знать простые модели для расчета характеристик транспортного средства, чтобы интерпретировать или даже проверять результаты MBS. Именно поэтому в данной книге в качестве основных тем рассматриваются динамические характеристики автомобиля и простые модели.

В упрощенном виде автомобиля модель может состоять из пяти твердых тел: четырех колес и конструкции кузова. Они связаны друг с другом пружинами, амортизаторами и жесткой подвеской кузова с шарнирами. Твердое тело имеет шесть степеней свободы. Следовательно, эта простая модель будет иметь $5 \times 6 = 30$ степеней свободы¹.

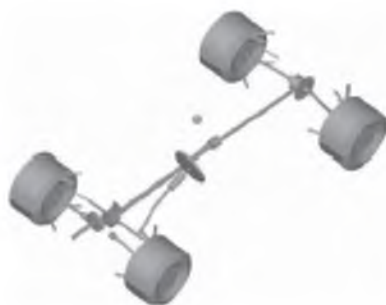


Рисунок 1.6. Модель MBS полноприводного автомобиля (Пример из Программы MBS ADAMS)



Рисунок 1.7. Передняя ось МакФерсона с ведущими колесами (Пример из Программы MBS ADAMS)

¹ Можно поспорить, что подвеска между колесным держателем и кузовом транспортного средства блокирует пять степеней свободы, а колесный подшипник дает одну степень свободы, что в итоге приводит к двум степеням свободы для одного колеса. Тогда сумма для всего транспортного средства будет 14. Это правильно, если предположить, что в подвеске нет упругих деформаций. Поскольку в современных автомобилях упругие деформации есть, то число 30

является правильным.

Очевидно, что для описания даже этой простой модели с 30 степенями свободы потребуется 30 уравнений движения второго порядка (по времени).

Уравнения движения - это обыкновенные дифференциальные уравнения, которые описывают движение (твердых) тел. Ниже приведен простой пример уравнения движения для единичного генератора колебаний массы (масса m , жесткость пружины k , смещение z):

$$mz'' + kz = 0 \quad (1.1)$$

Уравнения движения часто являются дифференциальными уравнениями второго порядка по времени. Поэтому для конкретных задач данные модели сводятся к нескольким массам с ограниченными возможностями движения. Следовательно, мы, в свою очередь, ограничиваемся несколькими конкретными вопросами. Именно такой подход будет использован в данной книге. По этой причине мы сначала вводим терминологию и координаты, чтобы описать возможные движения транспортного средства.

Система координат: Квадруплет $(A, \vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z)$ – это система координат аффинного пространства. Где A – это исходная точка (начало координат), $\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ – координатная тройка (система координат). Для описания положения точки P относительно точки A достаточно трех координат x, y, z :

$$\vec{AP} = x\vec{e}_x + y\vec{e}_y + z\vec{e}_z. \quad (1.2)$$

Точку A можно определить как зафиксированную в пространстве (или в инерциальной системе координат). Это называется инерциальной системой координат (иногда системой географических координат или международной системой координат). Если точка A и координатная тройка $\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ закреплены на кузове автомобиля и это соединение постоянно, то результат называется связанной системой координат.

Введем несколько систем координат. Первая - это инерциальная система координат $(O, \vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})$, которая закреплена на земле (или земном шаре)². Чтобы описать движение точки в данной инерциальной системе координат, нужны три декартовы координаты x, y, z , в случае центра масс, S_{cm} , транспортного средства мы вводим x_v, y_v, z_v . Точка S_{cm} является началом для двух других связанных систем координат для транспортного средства:

1. $(S_{cm}, \vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz})$: система координат транспортного средства
2. $(S_{cm}, \vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z)$: промежуточная система координат

Первая система координат полностью зафиксирована на кузове транспортного средства, то есть все три вектора $\vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz}$ движутся вместе с транспортным средством. Начало второй системы координат также зафиксировано на транспортном средстве. Чтобы определить промежуточную систему координат, мы предполагаем только вращение вокруг направления $\vec{e}_{iz}$, это означает, что $\vec{e}_{iz} = \vec{e}_z$. Тогда вектор $\vec{e}_x$ - вектор $\vec{e}_{ix}$, повернутый на так называемый угол наклона в поперечном направлении, ψ , вокруг направления $\vec{e}_{iz}$. Вектор $\vec{e}_y$ направлен в левую сторону транспортного средства, перпендикулярно $\vec{e}_x$ и параллельно плоскости $\vec{e}_{ix} - \vec{e}_{iy}$. Вектор $\vec{e}_z = \vec{e}_x \times \vec{e}_y$ - векторное или перекрестное произведение³.

Для того, чтобы определить направление транспортного средства и направление системы координат, $\vec{e}_{vx}, \vec{e}_{vy}, \vec{e}_{vz}$ относительно инерциальной системы координат, нужны три угла $\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz}$. Существуют разные способы использования этих трех углов: в данном случае мы используем метод Эйлера (см. сноску). Это значит, что сначала мы будем двигаться вокруг оси $\vec{e}_{iz}$; углом первого поворота будет угол наклона в поперечном направлении, ψ . Затем мы будем двигаться вокруг новой оси $\vec{e}'_{iy}$ (которая является повернутой в результате первого вращения осью $\vec{e}_{iy}$); в результате второго вращения мы получим угол развала колес, ϑ . Третье вращение будет происходить вокруг новой оси $\vec{e}''_{ix}$. Ось $\vec{e}''_{ix}$ является результатом оси $\vec{e}_{ix}$ в результате двух вращений с углами ψ и ϑ . Угол, полученный в результате третьего вращения, будет углом крена поддрессоренных частей⁴ ϕ .

² В некоторых программных инструментах MBS эта система координат называется международной системой координат. Строго говоря, географическая система координат, то есть система координат, которая прикреплена к земле, не является инерциальной системой координат из-за вращения Земли. Этими аспектами обычно пренебрегают, как это сделали и мы.

³ Если координаты двух векторов относительно ортонормированного базиса равны (x_1, y_1, z_1) и (x_2, y_2, z_2) , то векторное произведение можно вычислить по формуле $(y_1z_2 - y_2z_1, -(x_1z_2 - x_2z_1), x_1y_2 - x_2y_1)$.

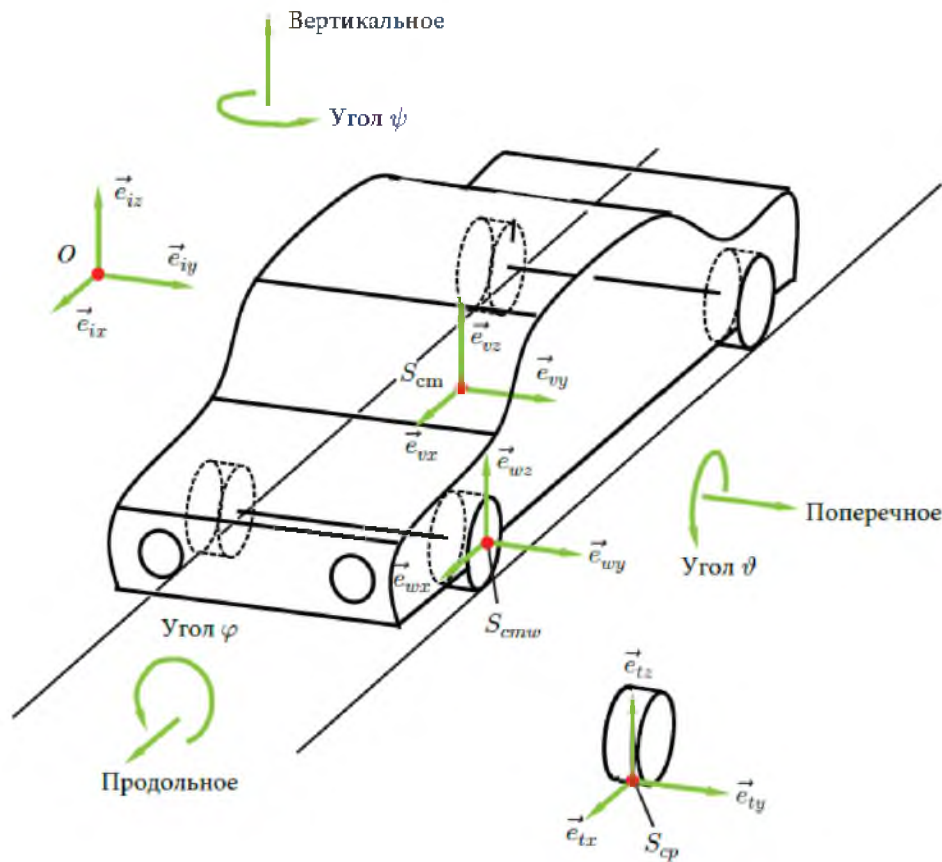


Рисунок 1.8. Движение транспортного средства

Еще несколько систем координат потребуется для описания движения транспортного средства. На Рисунке 1.8 отображена система координат, $(S_{cmw}, \vec{e}_{wx}, \vec{e}_{wy}, \vec{e}_{wz})$, зафиксированная на колесе в его центре масс, и дополнительная система на площади контакта колеса с опорной поверхностью, $(S_{cp}, \vec{e}_{tx}, \vec{e}_{ty}, \vec{e}_{tz})$.

На Рисунке 1.8 показаны системы координат и углы ψ , θ и ϕ . Углы изображаются не как углы последовательности вращений, а как углы одиночного вращения. Такое упрощение сделано в нескольких местах этой книги. Для большинства из них достаточно посмотреть на одно вращение и пренебречь взаимодействием вращений. Если исследовать взаимодействия вращений, сложность уравнений значительно возрастет. Для изучения данной проблемы невозможно применить простые аналитические результаты, и движение транспортного средства нужно моделировать при помощи MBS.

⁴ Эти три угла в литературе называют углами Тейта-Брайана; характерной чертой является то, что каждая ось (с показателями x , y и z) встречается в последовательности степеней свободы вращения. В немецкой литературе, эти углы иногда называют Кардановыми углами. Другим возможным определением направления является использование так называемых углов Эйлера. В данном определении первая ось вращения называется, к примеру, осью $\vec{e}_{ix}$, вторая - осью $\vec{e}_{iz}$,

а третья, опять-таки, по оси x , то есть осью $\vec{e}_{ix}$. В некоторых программах MBS, а также в ISO 8855 2011, мы встречаем имя Эйлера, связанное с определением углов Тайта-Брайана. Следовательно, вы должны внимательно прочитать точное определение последовательности вращений, а не просто предположить, что применяется определенный метод.

Когда транспортное средство движется по прямой линии, направления $\vec{e}_{vx}$ и $\vec{e}_{ix}$ совпадают. Первая часть данного курса ограничивается прямолинейным движением транспортного средства (динамика продольного движения) и рассматривает сопротивление, ходовые качества, а также процессы торможения и ускорения. В данном аспекте динамики продольного движения вращение транспортного средства всегда происходит вокруг оси $\vec{e}_{iy}$. Как упоминалось выше, это вращательное движение вокруг оси $\vec{e}_{iy}$ называется вращением вокруг поперечной оси. Таким образом, вращение вокруг поперечной оси и движение вперед по прямой линии связаны: так как центр масс, S_{cm} , находится над дорогой, каждый маневр ускорения или торможения заставляет инерционные силы воздействовать на S_{cm} , что даст момент и, следовательно, продольное движение.

Второй класс движений вызван неровными дорогами. Он сгруппирован согласно концепции вибрации автомобиля. Движения - это перемещения транспортного средства в направлении $\vec{e}_{iz}$ (отскок), вращения вокруг направления $\vec{e}_{iy}$ (вращение вокруг поперечной оси) и направления $\vec{e}_{ix}$ (крен).

При поворотах, т. е. при непостоянном угле наклона в поперечном направлении и в общем, направление $\vec{e}_{ix}$ не совпадает с направлением $\vec{e}_{vx}$, транспортное средство, помимо вращения вокруг оси $\vec{e}_{iz}$, вращается вокруг оси $\vec{e}_{vx}$ (крен), а при замедлении или ускорении вращается вокруг оси $\vec{e}_{vy}$ (вращение вокруг поперечной оси). Также происходит поперечное движение. Повороты изучаются в третьем разделе данной книги, в разделе о динамике поперечного движения или поворотах.

Данные сведения доказывают, что в движении транспортного средства почти всегда задействовано более одной степени свободы.

1.3 Вопросы и задания

Запоминание

1. Какие модели часто описывают динамику легковых автомобилей?
2. Сколько степеней свободы имеет кузов транспортного средства?
3. Как называются шесть степеней свободы тела, связанных с движением?
4. Динамика легковых автомобилей обычно подразделяется на три основных вида движения. Какие?
5. Какая форма движения играет важную роль в динамике продольного движения?
6. Какая форма движения играет важную роль в динамике вертикального движения?
7. Какая форма движения играет важную роль в динамике поперечного движения?

Понимание

1. Какие степени свободы транспортного средства задействованы при прохождении искусственных неровностей (одинаковая высота для левого и правого колес)?
2. Какие степени свободы транспортного средства задействованы при прохождении выбоины (только на одной стороне транспортного средства)?

Применение

1. Какие эффекты равнозначны, если сравнить ручную тележку с практически жесткими колесами, которые прикреплены к кузову без подвески, и автомобиль с центром масс на высоте дороги во время ускорения или торможения? Учтите силы инерции и результирующие моменты.
2. Какие эффекты равнозначны, если сравнить ручную тележку с практически жесткими колесами, которые прикреплены к кузову без подвески, и автомобиль с центром масс на высоте дороги во время поворота? Учтите центробежные силы и результирующие моменты.

2

Колесо

Колеса являются связующим звеном между дорогой и конструкцией транспортного средства. В связи с этим, они играют центральную роль в динамике легкового автомобиля. В этой главе будут выведены уравнения движения для колес. Кроме того, данная глава также объясняет сопротивление колес (сопротивление вращению, сопротивление вращению на мокрой дороге, сопротивление подшипников, сопротивление схождения и расхождения колес, поворотное сопротивление).

2.1 Уравнения движения колеса

Уравнения движения колеса, выведенные здесь, относятся только к движению в плоскости $e_{wx} - \vec{e}_{wz}$. Поступательное движение колеса описывается движением его центра массы S_{cmw} координатами x_w и z_w (см. Рис. 2.1), вращение вокруг оси $\vec{e}_{wy}$ описывается φ_w . Расстояние между центром массы колеса S_{cmw} и дорогой определяется как r_{wst} . Важно, чтобы радиус r_{wst} не был радиусом недеформированного и ненагруженного колеса. Мы называем этот радиус r_{wst} статическим радиусом колеса. Колесо катится по наклонной плоскости, угол наклона представляет α_g (индекс «g» для классификации). Для того, чтобы вывести уравнения движения, колесо освобождается от наклонной плоскости и колесной ступицы (или подшипников). Шина касается плоскости не только в одной точке, а, напротив, на поверхности контакта (пятно контакта).

Пятно контакта: Это контактная область, где шина и дорога соприкасаются. Размер пятна контакта зависит от геометрии и конструкции шины, внутреннего давления и давления колеса. Для шины легкового автомобиля она имеет величину открытки (Для сравнения, площадь контакта железнодорожного колеса с рельсой равна размеру большого пальца).

Если колесо не движется, нормальное распределение напряжения в пятне контакта симметрично относительно плоскости $\vec{e}_{wy} - \vec{e}_{wz}$, а распределение тангенциальной силы

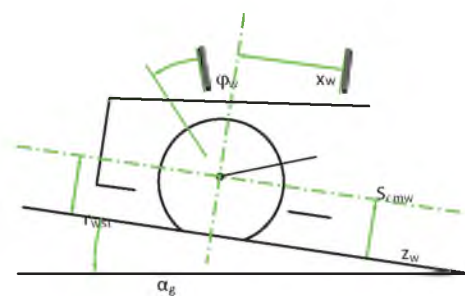


Рисунок 2.1 Координаты колеса

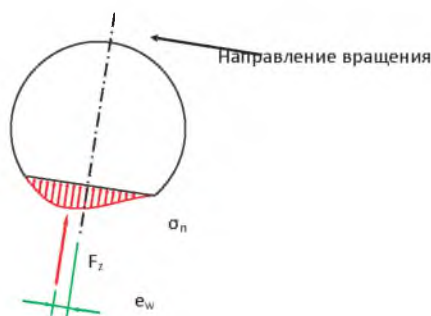


Рисунок 2.2 Нормальные напряжения в пятне контакта шины

(тангенциальной в отношении плоской дороги) является почти нулевым.

Однако, когда колесо крутится, распределение вертикально направленной силы больше не является симметричным. На рисунке 2.2 показана основная тенденция распределения допустимого напряжения. Колесо катит самолет. Видно, что распределение допустимого напряжения является асимметричным, и что линия действия равнодействующей силы F_z (которая получается путем интегрирования распределения допустимого напряжения и площади контактирования) смещается эксцентриситетом e_w . Рассматривая момент под воздействием силы F_z и эксцентриситета e_w , мы понимаем, что он противодействует вращательным движениям колеса.

Возникновение асимметричного распределения допустимого напряжения можно проиллюстрировать с помощью рисунка 2.3, на котором показано движение колеса в трех разных моментах времени (колесо вращается справа налево). Чтобы проиллюстрировать упругие и амортизирующие свойства, колесо можно представить в виде гибкого кольца, которое опирается рессорно-амортизирующими элементами на обод. На рисунке 2.3 показан только один элемент пружинного амортизатора. Этот рессорно-амортизирующий элемент рассматривается для последовательности из трех моментов времени t_1 , t_2 и t_3 . Другие рессорно-амортизирующие элементы должны быть расположены радиально по окружности. Колесо и (воображаемый) ненагруженный рессорно-амортизирующий элемент видны в левой части рисунка 2.3, где $t = t_1$.

В средней части рисунка 2.3, где $t = t_2$, шина и, следовательно, рессорные и амортизирующие элементы сжаты. Необходимая сила зависит, в первую очередь, от сжатия Δs (от рессоры) и, во-вторых, от степени сжатия Δs

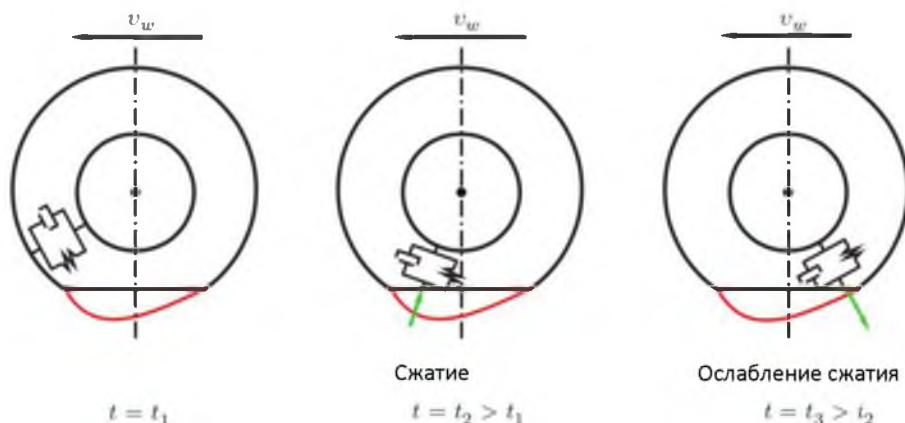


Рисунок 2.3 Иллюстрация асимметричного распределения допустимого напряжения в пятне контакта

(от амортизатора). В этот конкретный момент сжатие и степень сжатия положительны: $\Delta s > 0$, $\Delta \dot{s} > 0$. Следовательно, результирующая сила равна

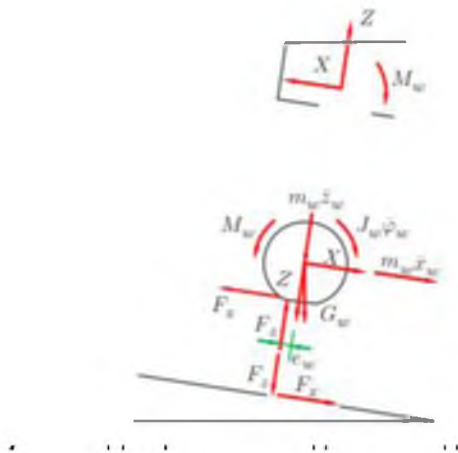
$$F = \underbrace{k\Delta s}_{>0} + \underbrace{b\Delta \dot{s}}_{>0}. \quad (2.1)$$

В правой части рисунка 2.3, где $t = t_3$, рассматриваемый амортизирующий элемент снова ослаблен. И, конечно, существуют продольные силы, действующие на шину как сжимающие силы, равнодействующая внешняя сила является суммой силы рессора, но уменьшенной силой, которая необходима для ослабления амортизатора, то есть $\Delta s > 0$, $\Delta \dot{s} < 0$. Это приводит к снижению обычных сил в этой области, так как

$$F = \underbrace{k\Delta s}_{>0} + \underbrace{b\Delta \dot{s}}_{<0}. \quad (2.2)$$

С учетом всех обстоятельств, допустимое напряжение в передней части пятна контакта больше, чем в задней части.

Тормозной момент по причине сопротивления вращению иллюстрируется ниже со ссылкой на уравнения движения колеса. Для этого мы освобождаем колесо от конструкции (силы сечения X и Z ; крутящий момент сечения M_w) и дороги (силы сечения F_x и F_z). Диаграмма свободного тела показана на рисунке 2.4. Крутящий момент M_w представляет собой момент движения или торможения. Распределение допустимого напряжения (нормального к дороге) и тангенциального напряжения (тангенциального к дороге) в области контакта суммируется на диаграмме свободного тела результирующими силами F_z и F_x соответственно. Также, крутящий момент M_w действует в центре ступицы колеса, а также сил сечения X и Z . Кроме того, сила тяжести $G_w = m_w g$ (g - ускорение под действием силы тяжести) действует на центр масс колеса. В дальнейшем упрощении предполагается, что



сила тяжести действует в центре колеса, а также в том, что центр колеса эквивалентен центру масс. Силы инерции Д'Аламбера, $m_w \ddot{x}_w$ и $m_w \ddot{z}_w$, действуют на центр масс. Кроме того, момент инерции $J_w \ddot{\varphi}_w$ завершает диаграмму свободного тела. Мы определяем сумму сил в направлении e_{wx} и устанавливаем эту сумму равной нулю. Переставляя, мы получаем следующее уравнение движения:

$$m_w \ddot{x}_w = F_x - X - G_w \sin \alpha_g. \quad (2.3)$$

$$m_w \ddot{z}_w = F_z - Z - G_w \cos \alpha_g. \quad (2.4)$$

$$J_w \ddot{\varphi}_w = M_w - F_x r_{wst} - F_z e_w. \quad (2.5)$$

Аналогично получаем сумму сил в направлении $\vec{e}_{wz}$:

При условии, что сумма крутящих моментов исчезает, мы получаем сумму с учетом центра масс (здесь, переставляя уравнение):

2.2 Сопротивление колес

Вращение колеса создает его сопротивление (эти силы действуют против направления вращения). В этом разделе мы более подробно рассмотрим сопротивление вращению, и в общих чертах другие сопротивления, такие как сопротивление на мокрой дороге, сопротивление трению в подшипнике колеса или сопротивление схождению или расхождению колес.

2.2.1 Сопротивление вращению

Сначала дадим определение, а вывод формулы следует из определения.

Сопротивление вращению: Если колесо катится по дороге, между дорогой и колесом в пятне контакта возникает асимметричное распределение допустимого напряжения (Рисунок 2.2). Линия действия равнодействующей силы асимметричного распределения допустимого напряжения F_z не пересекает центр колеса, но сдвигается в направлении вращения. Расстояние между центром колеса и линией действия F_z является эксцентриситетом e_w . Это приводит к крутящему моменту $M = e_w F_z$. Чтобы преодолеть этот момент, необходим тяговый момент M_w в случае ведущего колеса или тяговое усилие F_r в случае буксируемого колеса. Эта сила, F_r называется сопротивлением качения.

Она может быть получена путем решения суммы момента $0 = r_{wst} F_r - e_w F_z$ для F_r :

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z . \quad (2.6) \quad \text{случае}$$

ведущего колеса, сопротивление вращению следующее:

$$F_r = \frac{M_w}{r_{wst}} . \quad (2.7)$$

Исходя из уравнения движения (2.3) колеса в направлении e_{wx} , мы выводим соотношение для силы F_r . Мы предполагаем, что колесо катится в устойчивом состоянии по ненаклонной дороге (следовательно, $\alpha_g = 0$). Стационарное состояние означает, что скорость $\dot{x}_w$ постоянна. Следовательно,

$$\ddot{x}_w = 0 . \quad (2.8)$$

Принимая во внимание результаты уравнения (2.3) и уравнения (2.8), получаем

$$F_x = X . \quad (2.9)$$

Из уравнения моментов (2.5) мы получаем следующее (колесо не движимо и не тормозится; $\ddot{\phi}_w = 0$ применяется здесь из-за устойчивого вращения):

$$0 = -r_{wst} F_x - e_w F_z . \quad (2.10)$$

С учетом $F_x = X$ из уравнения (2.9) и из уравнения (2.10) получаем следующее:

$$X = -\frac{e_w}{r_{wst}} F_z . \quad (2.11)$$

Мы называем $F_r = -X$

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z \quad (2.12)$$

сопротивлением вращению.

Сравнивая этот результат с диаграммой свободного тела (Рисунок 2.4), мы видим, что сила натяжения X должна работать в направлении вращения, чтобы преодолеть сопротивление вращения. Безразмерный коэффициент e_w/r_{wst} называется коэффициентом сопротивления вращению f_r

$$f_r = \frac{e_w}{r_{wst}} . \quad (2.13)$$

Коэффициент сопротивления вращению: Коэффициент сопротивления вращению f_r представляет собой отношение сопротивления вращению F_r к равнодействующей продольной силе F_z в пятне контакта:

$$f_r = \frac{F_r}{F_z}.$$

Сопротивление вращению может быть аппроксимировано с помощью следующей эмпирической формулы (в зависимости от скорости) ($v_0 = 100 \text{ km/h}$)

$$f_r(v) = \tilde{f}_{r0} + \tilde{f}_{r1} \frac{v}{v_0} + \tilde{f}_{r4} \left(\frac{v}{v_0} \right)^4. \quad (2.14)$$

Примечание 2.1 Видно, что в этой формуле отсутствует член квадратного уравнения.

Этот элемент опущен, поскольку он ничтожно мал по сравнению с тем, как сопротивление воздуха квадратично увеличивается со скоростью. Кроме того, член v^4 превышает член квадратного уравнения.

Примечание 2.2 Значения f_r находятся в диапазоне 0,005–0,015. Коэффициенты $\tilde{f}_{r0}$, $\tilde{f}_{r1}$ и $\tilde{f}_{r4}$ зависят, помимо прочего, от типа шины и давления в шинах. Средние значения для шин HR: $\tilde{f}_{r0} = 9,0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r1} = 2,0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r4} = 3,0 \times 10^{-4}$.

Примечание 2.3 Сопротивление вращению, которому здесь дается определение, основано на влиянии асимметричных нормальных сил и диссипативных эффектов в материале шины. Дальнейшее сопротивление, действующее на колесо, основано на смещении в пятне контакта.

Примечание 2.4 Коэффициент сопротивления вращению падает с увеличением давления, а также с увеличением нагрузки на колесо. Зависимость коэффициента f_r от нагрузки на колесо означает, что сопротивление вращению F_r не зависит линейно от нагрузки на колесо F_z .

Примечание 2.5 Коэффициенты в эмпирической формуле (2.14) коэффициента сопротивления вращению в качестве функции скорости зависят, помимо прочего, от внутреннего давления. Коэффициенты $\tilde{f}_{r0}$ и $\tilde{f}_{r4}$ имеют тенденцию уменьшаться с увеличением внутреннего давления в шине, тогда как $\tilde{f}_{r1}$ увеличивается.

На рисунках 2.5, 2.6 и 2.7 показаны коэффициенты сопротивления вращению для шин разных размеров (особенно ширины) для летних, зимних и всесезонных шин, соответственно. Основой для диаграмм послужило исследование, проведенное TÜV Süd от имени Федерального агентства по охране окружающей среды Германии в 2002 году (Reithmaier and Salzinger, 2002). В этих исследованиях были изучены шины (номер n) разных размеров от разных производителей.

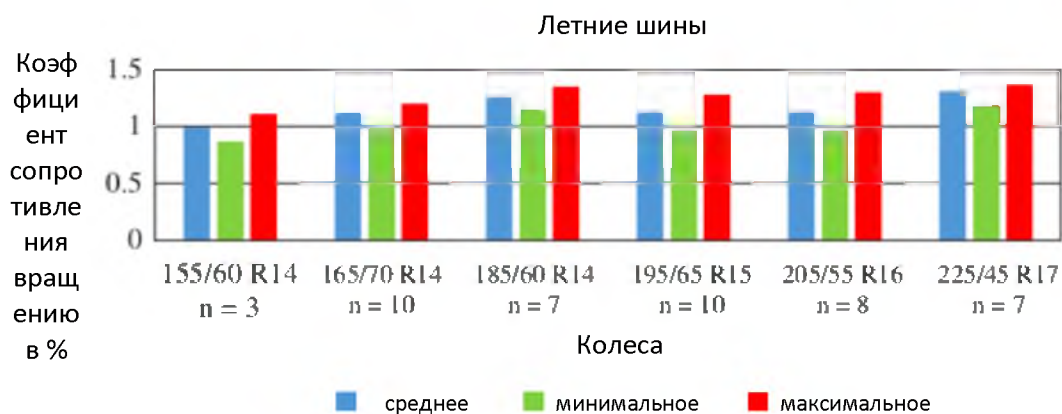


Рисунок 2.5 Коэффициент сопротивления вращению в процентах для летних шин (данные из Reithmaier and Salzinger , 2002)

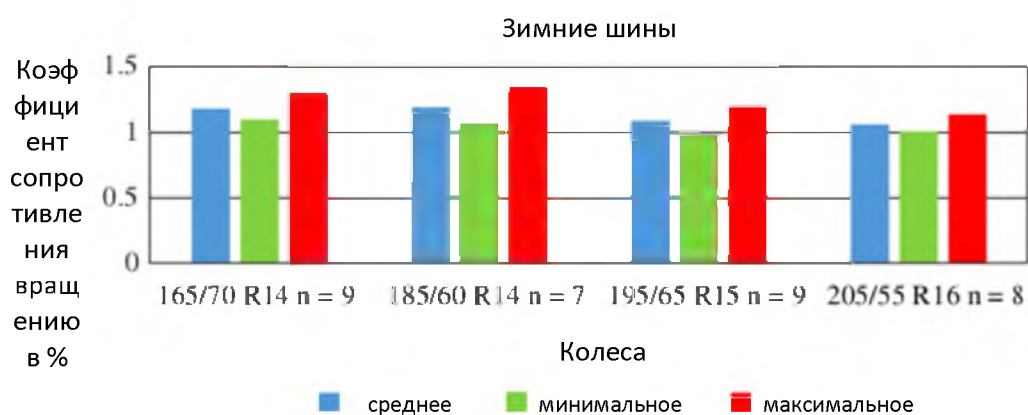


Рисунок 2.6 Коэффициент сопротивления вращению в процентах для зимних шин (данные из Reithmaier and Salzinger , 2002)



Рисунок 2.7 Коэффициент сопротивления вращению в процентах для всесезонных шин (данные из Reithmaier and Salzinger , 2002)

2.2.2 Аквапланирование

Еще один вид сопротивления колес F_{aq} связан с водой на проезжей части. Сила F_{aq} зависит от объема вытесненной воды за единицу времени. Он приблизительно пропорционален ширине шины, а также скоростной мощности.

$$F_{aq} \approx bv^{n_{aq}}, \quad (2.15)$$

Начиная примерно 0,5 мм высоты воды показатель степени равен $n_{aq} \approx 1.6$.

При определенной скорости, так называемой скорости движения без ускорения или скорости аквапланирования, шина теряет контакт с дорогой, а поперечные и продольные силы в пятне контакта стремятся к нулю. Это явление называется аквапланированием. Скорость аквапланирования зависит от нескольких параметров, например ширины и рисунка протектора. На рисунках 2.8 и 2.9 показаны скорости аквапланирования для разных групп шин. Наблюдается тенденция к снижению скорости аквапланирования при увеличении ширины шины, и скорость выше для большинства зимних, а не летних шин.

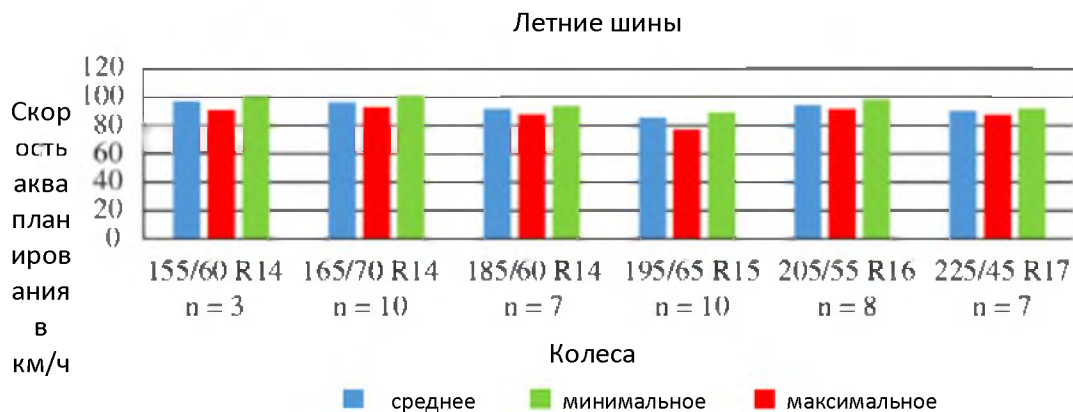


Рисунок 2.8 Скорость аквапланирования для летних шин (данные из Reithmaier and Salzinger, 2002)

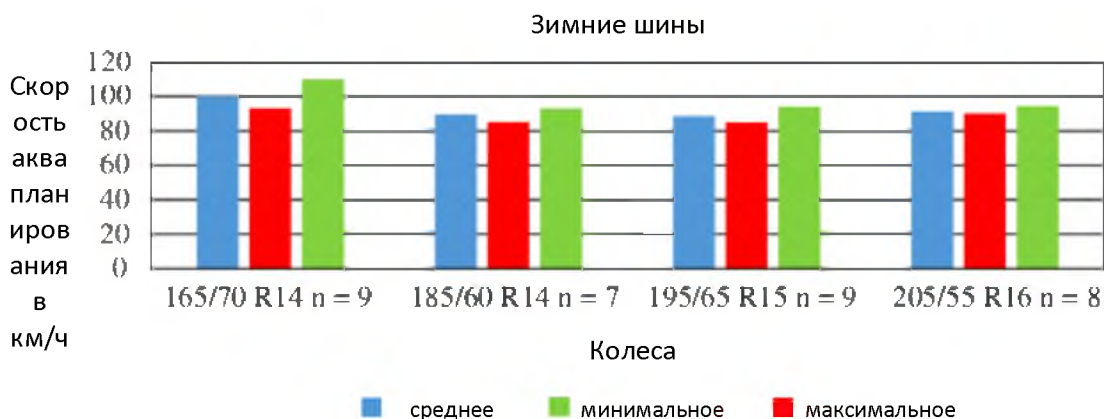


Рисунок 2.9 Скорость аквапланирования для зимних шин (данные из Reithmaier and Salzinger, 2002)

2.2.3 Сопротивление смятию

Трение в подшипнике колеса приводит к силам трения, которые приводят к крутящему моменту, M_{wb} :

$$|M_{wb}| = \mu_b r_b \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.16)$$

Здесь $\sqrt{X^2 + Z^2}$ - это равнодействующая нормальная сила от сил сечения X и Z в подшипнике, μ_b - коэффициент кулоновского трения, а r_b - радиус подшипника, в котором возникает сила трения. Этот момент приводит к сопротивлению подшипника F_{wb} :

$$|F_{wb}| = \mu_b \frac{r_b}{r_{wst}} \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.17)$$

Установка M_{wb} в сумме моментов (2.5) и рассмотрение стационарного движения, то есть $\ddot{\varphi}_w = 0$, дает

$$0 = M_{wb} - F_x r_{wst} - F_z e_w . \quad (2.18)$$

Подставив $e_w = f_r r_{wst}$ и $M_{wb} = \mu_b r_b \sqrt{X^2 + Z^2}$ из уравнения (2.16) в уравнение (2.18), получим

$$-F_x = f_r F_z + \mu_b \frac{r_b}{r_{wst}} \sqrt{X^2 + Z^2} . \quad (2.19)$$

В дополнение к сопротивлению вращению $f_r F_z$ здесь также встречается сопротивление смятию, $F_{wb} = \mu_b \frac{r_b}{r_{wst}} \sqrt{X^2 + Z^2}$. Сопротивление смятию часто ничтожно мало относительно сопротивления вращению.

2.2.4 Сопротивление сходимости/расхождению колес

Дополнительное сопротивление обусловлено угловым положением колес (вращение вокруг направления $\vec{e}_{wz}$). Эта наклонная позиция называется сходимостью или расхождением (см. Рисунок 15.1). Результирующее сопротивление для малых δ_{10} :

$$\begin{aligned} F_{wtoe} &= c_\alpha \delta_{10} \underbrace{\sin(\delta_{10})}_{\approx \delta_{10} \text{ for } \delta_{10} \ll 1} \\ &\approx c_\alpha \delta_{10}^2 . \end{aligned} \quad (2.20)$$

Здесь c_α - это так называемая жесткость на повороте, а δ_{10} - угол схождения или расхождения, т.е. угол, на который колесо поворачивается вокруг оси $\vec{e}_{wz}$ (для получения дополнительной информации см. Главу 15).

Примечание 2.6 Амплитуда сопротивления сходимости/расхождению колес составляет 1/100-ая сопротивления вращению.

Другим сопротивлением является кривое сопротивление F_{wc} , которое возникает во время поворота из-за увеличения боковых сил. Полное сопротивление колеса состоит из сопротивления вращению F_r , сопротивления из-за воды F_{aq} , сопротивления подшипника F_{wb} , сопротивления схождения/расхождения F_{wtoe} и сопротивления кривой F_{wc} .

Когда транспортное средство движется по прямой линии на сухой дороге, полное сопротивление колеса по существу равно сопротивлению вращению (другими сопротивлениями можно пренебречь).

2.3 Коэффициент продольной силы шины, Смещение

Сначала обратимся к понятию смещения. Рассмотрим колесо с крутящим моментом M_w , действующее таким образом, что $F_x = 0$ (рис. 2.4). Предполагается, что это колесо катится в устойчивом состоянии на проезжей части. Крутящий момент должен точно компенсировать сопротивление вращению. Частота вращения равна ω_{w0} , а скорость равна v_{w0} . Поскольку тангенциальные силы, $F_x = 0$, не действуют в зоне контакта, части шины, которые находятся в контакте с дорогой, прилипают к дороге. Следовательно, радиус R_{w0} может быть определен

$$R_{w0} = \frac{v_{w0}}{\omega_{w0}}. \quad (2.21)$$

Поскольку в пятне контакта смещения не происходит, мы называем это состояние вращающимся колесом без смещения. Радиус R_{w0} определяется v_{w0} и ω_{w0} для вращающегося колеса без смещения. Этот радиус R_{w0} называется радиусом динамического вращения, когда колесо катится без смещения (в этом колесе касательные силы не возникают в области контакта)².

Однако, если колесо приводится в движение таким образом, что $F_x \neq 0$, то соотношение между скоростью движения v_v и угловой скоростью ω больше не действует:

$$R_{w0}\omega \neq v_v. \quad (2.22)$$

Колесо не прилипает к дороге, а катится или скользит. Скорость отдельных частиц материала в области контакта $v_c = R_{w0}\omega$ (так называемая скорость по окружности; Примечание: эта скорость определяется в фиксированной системе координат диска колеса) не равна скорости движения v_v колеса (v_w является скоростью центра колеса и равна скорости транспортного средства $v_w = v_v$) и, таким образом, больше не равна скорости дорожного полотна, видимой с точки зрения центра колеса (то есть со стороны фиксированная система координат диска колеса). Чтобы количественно отразить этот эффект смещения, мы вводим

² Радиус динамического вращения R_{w0} меньше радиуса недеформированного колеса r_{w0} и больше статического радиуса колеса r_{wst} . В литературе встречаются другие определения радиуса динамического вращения, причем один из примеров является эффективным радиус R_e , который определяется для свободно вращающегося колеса, и это означает, что не применяется крутящий момент $M_w = G$. Для этого случая угловая скорость и поступательная скорость колеса v_w дают эффективный радиус вращения $R_e = v_w / \omega_w$. Для колеса, которое не приводится в движение, а буксируется (сила буксировки - это сопротивление вращению), тангенциальная сила в пятне контакта равна сопротивлению вращению $F_x = F_r = G$. Из формулы $F_x = G$ следует, что нулевая нормированная скорость возникает между шиной и дорогой. Поэтому последний эффективный радиус вращения R_e не так хорошо подходит для определения относительного движения. Относительное движение используется для определения продольного смещения. Тем не менее, последнее определение используется в литературе (более подробно см. Расејка 2002, с.65). Соотношение между смещением и тангенциальной силой F_x немного отличается для двух определений смещения, используя R_{wf} с одной стороны или R_e с другой.

понятие смещения, при котором необходимо проводить различие в определении между управляемым колесом и колесом при торможении:

Смещение: Для управляемого колеса смещение определяется как разница между окружной скоростью $v_c = R_{w0}\omega$ и скоростью движения v_v , деленная на скорость по окружности v_c .

$$S = \frac{v_c - v_v}{v_c} . \quad (2.23)$$

Смещение колеса при торможении определяется как

$$S = \frac{v_v - v_c}{v_v} . \quad (2.24)$$

Смещение часто дается в процентах.

Примечание 2.7 Процентное значение смещения означает, что значение $S = 0,2$, например, обозначает 20%-ое смещение. Рассматривая смещение в любом из уравнений, которое мы используем в этой книге, мы должны решить, использовать ли десятичное значение смещения или процентное значение; обычно мы предпочитаем смещения как абсолютное значение, а не как процент.

Примечание 2.8 Определение двух случаев - одного для управляемого колеса и одного для колеса при торможении необходимо по двум причинам: несоответствие определений в числителе гарантирует, что смещение всегда будет положительным. Асимметрия в знаменателе предотвращает деление на ноль.

Примечание 2.9 Это представление, в котором смещение шины представляет собой глобальное упрощение локальных явлений в пятне контакта, является идеализированным. Если мы внимательно изучим пятно контакта, мы найдем области, в которых частицы материала смещаются больше, чем в других областях, где смещение меньше, или даже там, где можно наблюдать прилипание.

Коэффициент продольной силы шины: Тангенциальная сила F_x возникает на управляемом колесе или колесе при торможении в зависимости от смещения и нормальной силы F_z :

$$F_x = \mu(S)F_z . \quad (2.25)$$

Значение μ называется коэффициентом продольной силы шины. Это функция смещения S . Функции $\mu_b(S)$ для торможения и $\mu_d(S)$ для движения немного отличаются: $\mu(S) \approx \mu_b(S) \approx \mu_d(S)$. По этой причине мы не различаем торможение и движение по отношению к коэффициенту продольной силы: $\mu(S) = \mu_b(S) = \mu_d(S)$.

Функция $\mu(S)$ показана на рисунке 2.10. Коэффициент продольной силы шины возрастает до коэффициента сцепления μ_a , а затем снова падает. Нисходящая часть не может двигаться на обычном автомобиле в стационарном положении. Когда мы входим в эту

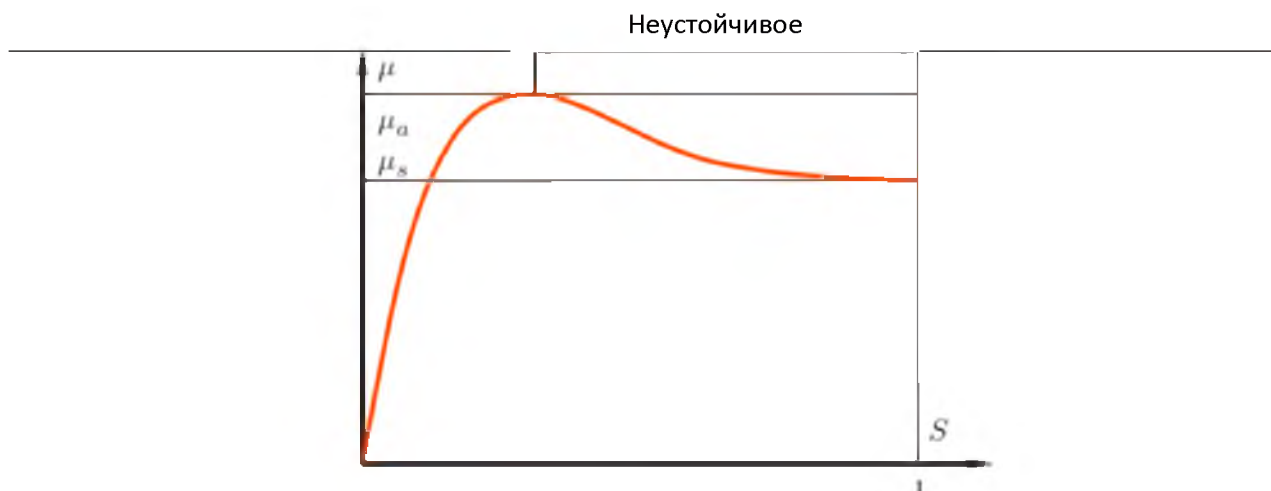


Рисунок 2.10 Коэффициент продольной силы шины μ как функция смещения, S

область, смещение быстро увеличивается до 1, а коэффициент продольной силы шины падает до коэффициента чистого скольжения³, μ_s .

Коэффициент сцепления μ_a достигается в диапазоне от $S = 0,05$ до $S = 0,2$. Порядок величины μ_a составляет от 0,2 (снег) до 1,1 (сухой бетон). Коэффициент сцепления μ_a сильно зависит от погоды (дождь, снег, лед и температура). На рисунках 2.11 и 2.12 показана возможность торможения на мокрой дороге для разных шин.

Чтобы проиллюстрировать это, исследуется тормозной маневр на мокрой дороге. На графике показана скорость торможения, $\alpha_{\text{mean}} = \Delta v / T$, при торможении от 80 км/ч до 10 км/ч, применительно к гравитационному ускорению, g , ($\Delta v = 70$ км/ч, а T - это время, необходимое для замедления автомобиля). Сумма нагрузок четырех колес автомобиля (без учета аэродинамического подъема) равна $F_{z\text{tot}} = m_{\text{tot}}g$; средняя продольная сила инерции во время торможения (без учета вращающихся частей транспортного средства) равна $F_{xa} = m_{\text{tot}}\alpha_{\text{mean}}$. Следовательно, $\mu = F_{xa} / F_{z\text{tot}} = \alpha_{\text{mean}} / g$ является измерением способности шины к торможению на мокрой дороге⁴.

Далее мы рассмотрим два идеализированных (а в некоторых случаях искусственных) примера для проиллюстрации взаимодействия между смещением и сопротивлением вращению. Сопротивление вращению обусловлено асимметричным нормальным распределением силы, которое имеет результирующий момент.

Пример 2.1 Мы рассматриваем колесо, катящееся по идеальной скользкой поверхности (подумайте о мыле или масле на стекле). Колесо движется со скоростью v_v и вращается с угловой скоростью $\omega = \frac{v_v}{R_{w0}}$. Мы хотим ответить на следующий вопрос: какие силы

³ Выражения «коэффициент сцепления μ_a » и «коэффициент чистого скольжения μ_s » являются краткими, но, строго говоря, не правильными. Они используются в немецкой литературе; в ISO 8855 (2011) выражение «максимальный коэффициент продольной силы» используется вместо коэффициента сцепления. Детальный взгляд на физику трения шины показывает, что смещение происходит почти в каждой ситуации. Тем не менее, мы используем для удобства выражения коэффициенты сцепления μ_a и коэффициент чистого скольжения μ_s .

⁴ Следует подчеркнуть, что различные измерения не сопоставимы друг с другом, потому что дорожное полотно было изменено в результате маневров торможения во время исследований Райтмайера и Зальцингера в 2002 году (Reithmaier and Salzinger, 2002). Это очевидно из измерений для летней шины 205/55 R16, которая дает очень высокие значения для μ ; причина в том, что эти измерения были сделаны на новой дороге с очень высоким уровнем сцепления.

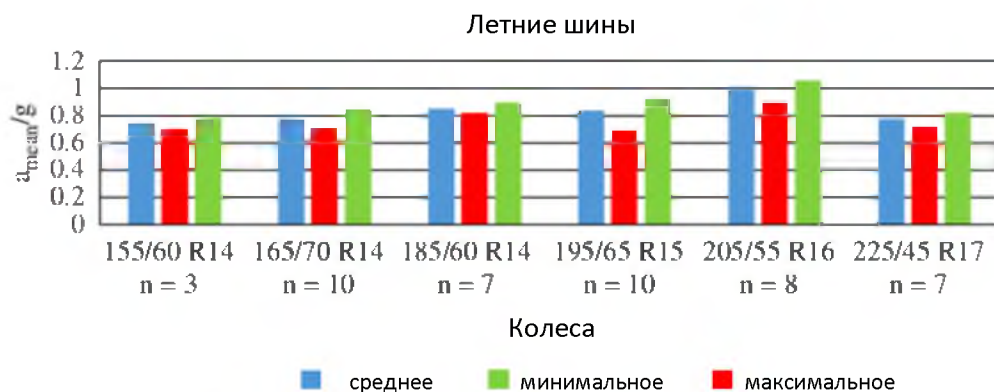


Рисунок 2.11 Среднее замедление, деленное на гравитационное ускорение при торможении с 80 км/ч до 10 км/ч для летних шин (данные Райтмайера и Зальцингера, 2002 год)

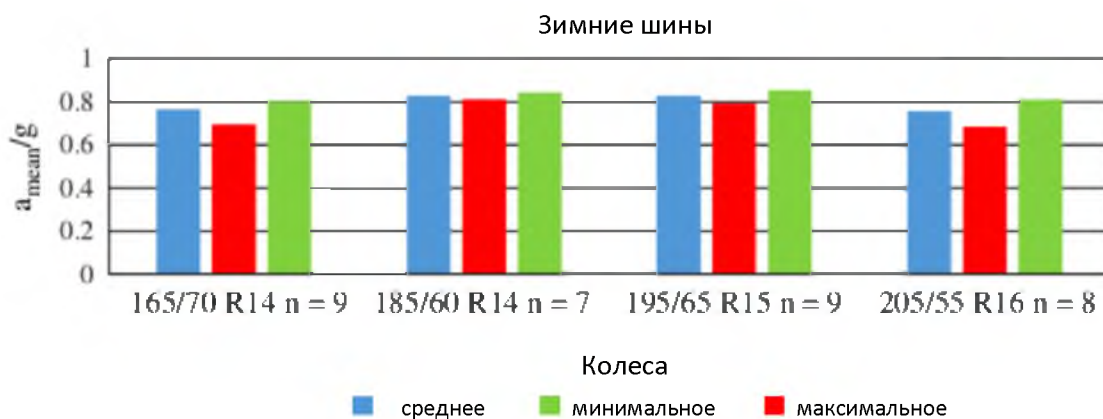


Рисунок 2.12 Среднее замедление, деленное на гравитационное ускорение при торможении с 80 км/ч до 10 км/ч для зимних шин (данные Райтмайера и Зальцингера, 2002 год)

и моменты должны действовать на центр масс S_{cmw} , чтобы это движение было преобразовано в стационарное состояние?

Таким образом, мы ищем силу X и момент M_d , чтобы дать возможность осуществить движение, описанное выше (см. Рисунок 2.4).

Для расчета этих величин рассмотрим уравнения движения ($\alpha_x = 0$):

$$0 = F_x - X, \quad (2.26)$$

$$0 = F_z - Z - G_w, \quad (2.27)$$

$$0 = M_d - F_x r_{wst} - F_z e_w. \quad (2.28)$$

Поскольку поверхность дороги совершенно скользкая, никакие тангенциальные силы не могут быть переданы, поэтому $F_x = 0$. Следовательно, из уравнения (2.26) мы получаем: $X = 0$. Из диаграммы свободного тела (масса тела m_b , Рисунок 2.4) получаем

$$Z = \frac{m_b}{4} g, \quad (2.29)$$

и мы предполагаем, что центр масс находится в середине транспортного средства (это означает, что нагрузка на все колеса одинаковая). Исключив F_z из приведенных выше уравнений, получим

$$\begin{aligned} M_d &= F_z e_w \\ &= \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g e_w . \end{aligned} \quad (2.30)$$

Из этого примера видно:

1. что сопротивление вращению не обязательно связано с тангенциальными силами $F_x = 0$;
2. что вращение колеса (то есть движение без возникновения скольжения в пятне контакта) возможно, когда на колесо действует момент; движущая сила $X = 0$ не требуется.

Пример 2.2 Мы рассматриваем колесо, катящееся по идеальной шероховатой поверхности (т.е. скольжение в области контакта невозможно; математически говоря $\mu(S) \rightarrow \infty$ для всех $S \neq \emptyset$). Из-за идеальной шероховатой поверхности, рассматриваемой на колесе, мы имеем

$$\omega = \frac{v_v}{R_{w0}} . \quad (2.31)$$

Нагрузка представляет собой движущий момент $M_d = \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g e_w$ и вес $Z = \frac{m_b}{4} g$ четверти массы тела.

Мы хотим вычислить тангенциальную силу F_x на участке контакта. Из уравнения (2.27) получаем

$$F_z = \left(\frac{m_b}{4} + m_w \right) g . \quad (2.32)$$

Подставив уравнение (2.32) в сумму моментов в уравнение (2.28), получим

$$F_x = 0 . \quad (2.33)$$

В обоих примерах можно видеть, что итоговая тангенциальная сила F_x может быть равна нулю независимо от условий скольжения или сцепления в пятне контакта.

В действительности, когда происходит чистое вращение колеса, в зоне контакта также имеются зоны скольжения, которые приводят к небольшому увеличению сопротивления вращению. Поэтому литература иногда делит сопротивление вращению на две части, что является результатом деформации шины и трения.

2.4 Вопросы и задания

Запоминание

1. Что такое пятно контакта?
2. Как выглядит нормальное распределение напряжения в пятне контакта колеса?
3. Как называется величина, на которую итоговая нормальная сила нормальных напряжений смещается в области контакта?

4. Насколько велика амплитуда сопротивления вращению из-за асимметричного распределения нормальной силы?

5. Как называется отношение сопротивления вращению F_r к результирующей нормальной силе F_z ?

6. Какой самый высокий показатель в соотношении между коэффициентом сопротивления вращению f_r и скоростью?

7. От чего зависят коэффициенты $\tilde{f}_{r0}$, $\tilde{f}_{r1}$ и $\tilde{f}_{r4}$ в следующей формуле?

$$f_r(v) = \tilde{f}_{r0} + \tilde{f}_{r1} \frac{v}{v_0} + \tilde{f}_{r4} \left(\frac{v}{v_0} \right)^4 \quad (2.34)$$

8. Как схождение влияет на силы, действующие на колесо?

9. Какое из сопротивлений, действующих на колесо, оказывает наибольшее влияние на сопротивление колеса при движении по прямой?

10. Как определяется смещение S?

11. Нарисуйте диаграмму свободного тела катящегося колеса.

12. Как называется отношение тангенциальной силы F_x к вертикальной силе F_z в области контакта?

13. Как это соотношение зависит от смещения?

Понимание

1. Что вызывает эксцентриситет e_w ?

2. Объясните необходимость асимметричного определения в формуле смещения S с использованием двух маневров – гоночного без ASR и полного торможения без ABS!

3. Объясните, что происходит относительно продольной силы F_x когда смещение S увеличивается от начального значения $S = 0$ (нагрузка на колесо F_z постоянно)!

Применение

1. В ABS (антиблокировочная тормозная система) одним из критериев определения блокировки колеса является то, что угловое замедление превышает предельное значение. Оцените этот предел для параметров, приведенных ниже (масса тела равномерно распределена по всем четырем колесам; в списке параметров вы найдете больше параметров, чем нужно для расчета)! $\mu_a = 1.1$, $\mu_s = 0.9$, $f_r = 0.011$ $m_w = 20\text{kg}$, $m_b = 1200\text{kg}$, $J_w = 0.1\text{kg m}^2$ and $r_{wst} = 0.3\text{m}$

2. Общая масса транспортного средства составляет $m_{tot} = 1500$ кг. Какова величина сопротивления вращению всего транспортного средства?

Анализирование

1. В ABS (антиблокировочная тормозная система) одним из критериев определения блокировки колеса может быть то, что смещение S колеса превышает предельное значение. Сложность состоит в том, что скорость движения неизвестна; скорость движения может быть оценена с использованием угловых скоростей колеса.

Проанализируйте следующую ситуацию: Ваша система ABS оценивает скорость движения транспортного средства, вычисляя среднее значение окружных скоростей v_{ci} для четырех колес ($i = 1, \dots, 4$). В процессе торможения угловые скорости всех четырех колес следуют одинаковой временной зависимости $\omega_{wi} = \Omega_0(1 - t/T_0)$, $i = 1, \dots, 4$. Процесс торможения начинается в момент времени $t = 0$ с и заканчивается в момент времени $t = T_0$. Способен ли алгоритм управления ABS определять, что смещение превышает предел?

2. Проанализируйте следующую ситуацию: Дорога с левой стороны вашего автомобиля отличается от дороги с правой стороны в отношении μ_a и μ_s (этот тип дороги называется дорогой с разделением μ). Теперь вы должны рассмотреть процесс торможения, предполагая, что значения смещения для всех четырех колес равны. Что происходит с транспортным средством?

3. Рассчитайте коэффициент сопротивления вращению при скорости $v_v = 30$ м/с ($f_{r0} = 9.0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r1} = 2.0 \times 10^{-3}$, $\tilde{f}_{r4} = 3.0 \times 10^{-4}$).

4. Сила P , необходимая для преодоления сопротивления вращению, может быть рассчитана как $P = F_{\Gamma} v_v$, где F_{Γ} - сопротивление вращению, а v_v - скорость транспортного средства. Рассчитайте силу, необходимую для автомобиля ($m = 1500$ кг; все нагрузки на колеса равны; $g = 9,81$ м / с²) с указанными выше коэффициентами сопротивления вращению!

5. Рассмотрим колесо (статический радиус $r_{wst} = 0,3$ м, эксцентриситет $e_w = 3$ мм, нагрузка на колесо $F_z = 2500$ Н). На колесо действует крутящий момент $M = 382,5$ Нм. Колесо движется со скоростью $v_v = 30$ м / с. Для этого упражнения предположим, что функция μ может быть аппроксимирована линейно

$$\mu(S) = 10S . \quad (2.35)$$

Рассчитайте угловую скорость колеса! Поскольку эта задача может быть сложной, пожалуйста, следуйте процедуре решения:

(а) Рассчитайте тангенциальную силу F_x в пятне контакта! (Помните, что вам нужна одна часть крутящего момента M , чтобы преодолеть сопротивление вращению.)

(b) Рассчитайте с помощью линеаризованной функции (2.35) продольное смещение S . (Помните, что $\mu(S) = F_x/F_z$.)

(с) Рассчитайте с продольным смещением S угловую скорость $\dot{\phi}_w$.

3

Сопротивление движению, Требования по питанию

В следующей главе мы обратимся к другим сопротивлениям (кроме сопротивления вращению), которые не влияют на колесо, но, в основном, относятся ко всему транспортному средству. В разделе 3.1 мы сосредотачиваемся на воздушных силах, которые приводят к аэродинамическому сопротивлению. Раздел 3.2 касается градиентного сопротивления, возникающего при движении по наклонной дороге. В разделе 3.3 мы обсуждаем инерционные силы Д'Аламбера, которые приводят к так называемому сопротивлению ускорению. В разделе 3.4 мы используем сопротивление движению (общее сопротивление движению), чтобы вывести уравнения движения для всего транспортного средства. Все это создает основу для изучения мощности в Разделе 3.5, в котором концепция спроса и предложения объясняется в графиках характеристик.

3.1 Аэродинамическое сопротивление

Воздушный поток вокруг транспортного средства вызывает потери турбулентности в некоторых областях, которые отражаются в аэродинамическом сопротивлении. Больше всего в этом участвует вихревой поток позади автомобиля (см. Рисунок 3.1). Небольшие завихрения на колесах, зеркалах, в моторном отсеке и на А-колонке (передней колонке) (см. Рисунки 3.2 и 3.3) также способствуют аэродинамическому сопротивлению. Сила, создаваемая образованием этих вихрей на транспортном средстве, равна

$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_r^2. \quad (3.1)$$

Здесь c_d – это коэффициент аэродинамического сопротивления, A – площадь поверхности транспортного средства в продольном направлении, ρ_a – плотность воздуха, и v_r – итоговая скорость воздуха, которая определяется скоростью движения транспортного средства v_v и скоростью ветра v_a , которые должны быть добавлены с учетом их направлений.

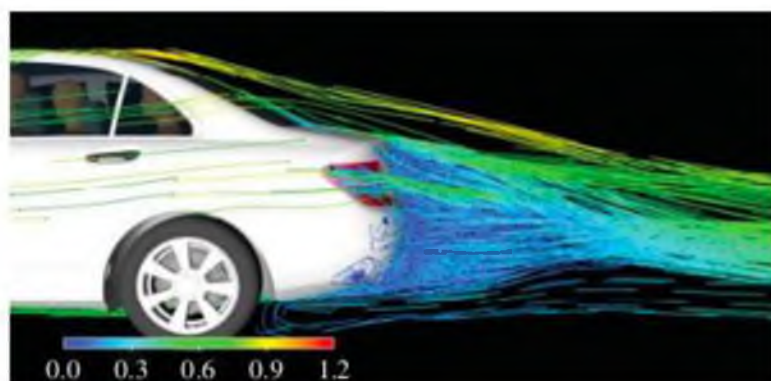


Рисунок 3.1 Вихрь за автомобилем (продублировано с разрешения Daimler AG)

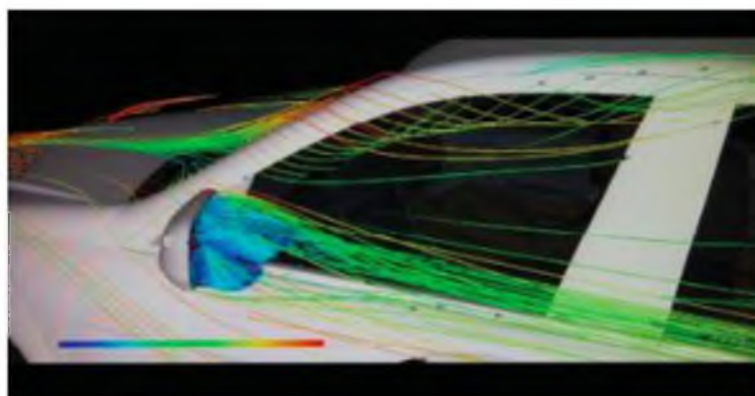


Рисунок 3.2 Вихрь на А-колонке (продублировано с разрешения Daimler AG)



Fig
Dai

Рисунок 3.3 Вихрь в моторном отсеке и на рулевой колонке (продублировано с разрешения Daimler AG)

Коэффициент сопротивления зависит от направления потока. Для лучшего сравнения транспортных средств обычно используется упрощенный подход, при котором скорость ветра не учитывается.

Сила аэродинамического сопротивления: На транспортном средстве с прогнозируемой фронтальной площадью A , движущимся со скоростью v_v в продольном направлении, продольной силой F_{ax} , так называемая сила аэродинамического сопротивления действует следующим образом (скорость ветра

$v_a = 0$):

$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2. \quad (3.2)$$

Здесь c_d - коэффициент аэродинамического сопротивления. Значение c_d для современных легковых автомобилей составляет около 0,2–0,3. Типичный размер для фронтальной области A составляет 2 м².

3.2 Градиентное сопротивление

Градиентное сопротивление: Градиентное сопротивление (или сопротивление движению на подъеме) F_g - это часть веса транспортного средства, которая действует параллельно дороге:

$$F_g = m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g. \quad (3.3)$$

Наклон дороги определяется градиентом p , который представляет собой подъем дороги, деленный на (горизонтальный) пробег. Таким образом, градиент p равен тангенсу угла наклона:

$$p = \tan \alpha_g. \quad (3.4)$$

Градиент также может быть указан в процентах. Для небольших углов ($\alpha_g \leq 17^\circ$) мы можем заменить $\sin \alpha_g$ в формуле (3.3) для градиентного сопротивления на $\tan \alpha_g$ (ошибка составляет менее 5%). Выполнение этой замены дает упрощенную формулу:

$$\begin{aligned} F_g &= m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g \\ &\approx m_{\text{tot}} g \tan \alpha_g \\ &= m_{\text{tot}} g p. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Погрешность, полученная из $\tan \alpha_g \approx \sin \alpha_g$, может быть рассчитана так (для $\alpha_g \leq 17^\circ$):

$$\begin{aligned} \frac{|m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g - m_{\text{tot}} g \tan \alpha_g|}{|m_{\text{tot}} g \sin \alpha_g|} &= \frac{|\sin \alpha_g - \tan \alpha_g|}{|\sin \alpha_g|} \\ &\leq 0.045 \dots \end{aligned} \quad (3.6)$$

Для малых значений угла α_g (3.3) можно получить вторую приближенную формулу, подставив $\sin \alpha_g \approx \alpha_g$:

$$F_g \approx m_{\text{tot}} g \alpha_g. \quad (3.7)$$

В этой формуле (3.7) важно использовать радианы в качестве единиц для угла α_g . Спецификацию p можно найти на дорожных знаках.

3.3 Сопротивление ускорению

Сопротивление ускорению: Еще одно сопротивление связано с инерционными силами Д'Аламбера. Эти силы инерции (от поступательного и вращательного движений) объединяются и называются сопротивлением ускорению (или инерционным сопротивлением), F_i (см. Рисунок 3.4). Сопротивление ускорению учитывает не только силы, связанные с поступательным ускорением, но также и силы в продольном направлении, которые возникают из-за углового ускорения вращающихся масс.

Мы исходим из предположения, что активизация качающего движения незначительна. Точно так же мы не берем во внимание силы инерции колес и осей на первом этапе. Они рассматриваются в конце и добавляются к сопротивлению ускорению. Инерция вращения колес и осей здесь изначально не берется во внимание, но может рассматриваться как аналог других инерций вращения. Рисунок 3.5 представляет собой эскиз транспортного средства сверху. Он показывает переднюю ось (угловая скорость $\dot{\varphi}_{a1}$ и момент инерции J_{a1}) и заднюю ось с приводом от двигателя (угловая скорость $\dot{\varphi}_{a2}$, момент инерции J_{a2}).

Транспортное средство приводится в движение двигателем (угловая скорость $\dot{\varphi}_e$ и момент инерции J_e со сцеплением и частью трансмиссии), который соединен через сцепление и трансмиссию (трансмиссия i_g), и карданный вал (момент инерции J_c с частью трансмиссии), и итоговую передачу или дифференциал (передаточное число коробки передач i_d) с задней осью.

Вопрос, на который необходимо в последующем ответить, касается того, насколько большой должна быть сила F_i^* , действующая на центр масс S_{cm} , чтобы ускорить транспортное средство¹.

Мы предполагаем, что смещение на передних колесах S_1 и задних колесах S_2 является постоянным. Чтобы вычислить силу F_i^* , мы выводим кинетическую энергию всего транспортного средства,

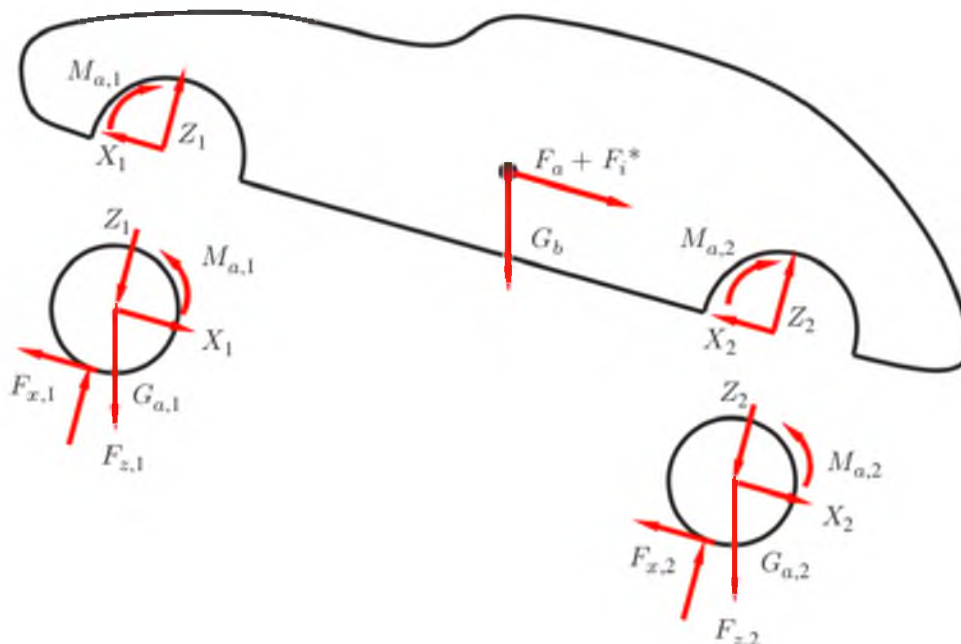


Рисунок 3.4 Диаграмма свободного тела всего автомобиля (без сил инерции на осях)

¹ На данном первом этапе мы обозначаем силу F_i^* , которая необходима для ускорения автомобиля, звездочкой, чтобы отличить ее от полного сопротивления ускорению, F_i . Важно, чтобы эта сила, F_i^* , не действовала как инерционная сила Д'Аламбера в центре масс, но, тем не менее, мы изобразим ее таким способом для удобства; позже, когда мы определим нагрузки на ось с помощью уравнения момента равновесия в Главе 6, только сила Д'Аламбера, $m \cdot \ddot{x}_V$, будет действовать в центре масс.

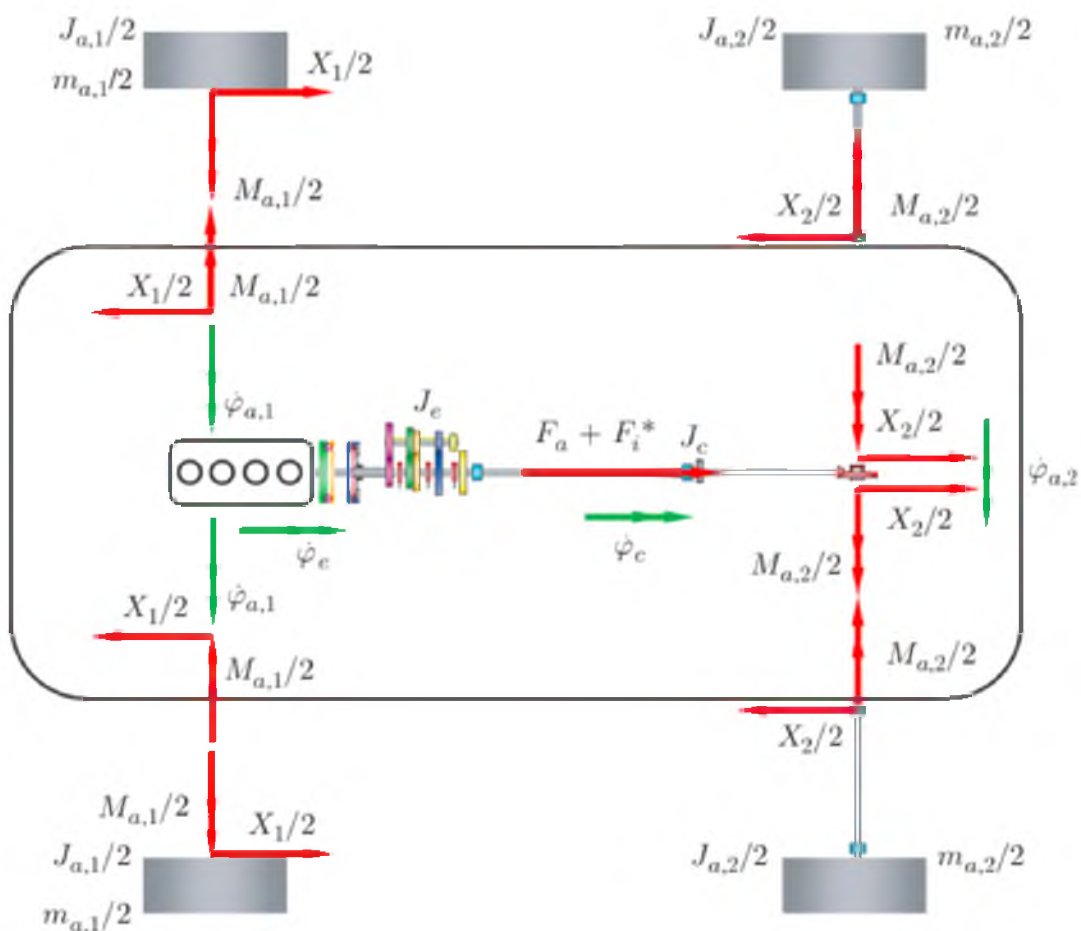


Рисунок 3.5 Диаграмма свободного тела для определения сопротивления ускорению (без сил инерции на осях)

которую мы определяем в терминах скорости транспортного средства $v_v = \dot{x}_v$. Сопротивление ускорению может быть затем получено с помощью уравнений Лагранжа².

Перейдем к расчету F_i^* :

$$F_i^* = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_{\text{kin}}}{\partial v_v} \right). \quad (3.8)$$

Выражение E_{kin} - это кинетическая энергия транспортного средства. Значение потенциальной энергии V и производная в отношении пространственной координаты x_v дают сопротивление градиенту и поэтому здесь не рассматриваются.

Кинетическая энергия системы (без осей и колес) - это

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m_b \dot{x}_v^2 + \frac{1}{2} J_c \left(\frac{i_d \dot{x}_v}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2 + \frac{1}{2} J_e \left(\frac{i_d i_g \dot{x}_v}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2. \quad (3.9)$$

² Функция Лагранжа, $L = T - V$, является разностью между кинетической, T , и потенциальной энергией, V . Переменными в L являются скорости и перемещения, например, x_i и $v_i = \dot{x}_i$ ($i = 1, \dots, n$) для поступательных движений. Уравнения движения могут быть выведены путем простого вычисления производных:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial v_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_i} = 0, i = 1, \dots, n.$$

Мы предполагаем, что передаточные числа i_d и i_g не зависят от времени или скорости³, и получаем следующее:

$$F_i^* = \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1 - S_2) R_{w0}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v. \quad (3.10)$$

3.4 Уравнение движения для всего транспортного средства

В следующем разделе мы представляем уравнения движения для транспортного средства, движущегося в продольном направлении. Мы исходим из рисунка 3.4. Уравнения движения для передней и задней осей имеют следующий вид ($j = 1, 2$):

$$m_{aj} \ddot{x}_{aj} = -X_j + F_{xj} - G_{aj} \sin \alpha_g, \quad (3.11)$$

$$J_{aj} \ddot{\varphi}_{aj} = M_{aj} - F_{xj} r_{wstj} - F_{zj} e_{wj}. \quad (3.12)$$

Момент инерции, J_{aj} , касается колес, тормоза и ступицы, а в случае управляемой оси - ведущих валов. Предполагается, что идеальные подшипники для передних колес приводят к $M_{a1} = 0$. Ускорение оси $\ddot{x}_{aj}$ равно ускорению $\ddot{x}_v$ транспортного средства. Мы решаем уравнения для суммы моментов (3.12) для F_{xj} и вставляем это в уравнение (3.11) для суммы сил в продольном направлении и получаем ($\ddot{x}_{aj} = \ddot{x}_v$):

$$m_{aj} \ddot{x}_v = -X_j - G_{aj} \sin \alpha_g + \frac{1}{r_{wstj}} (-J_{aj} \ddot{\varphi}_{aj} + M_{aj} - F_{zj} e_{wj}). \quad (3.13)$$

Уравнение движения для транспортного средства получено из диаграммы свободного тела на рисунке 3.4:

$$X_1 + X_2 = F_a + F_i^* + F_g. \quad (3.14)$$

Здесь F_a - аэродинамическая сила сопротивления, F_i^* - сопротивление ускорению (без осей, колес и т. д.), F_g - сопротивление градиенту. Как и в предыдущих разделах, мы не рассматриваем движение автомобиля. Угловые скорости осей $\dot{\varphi}_{aj}$ выражаем через скорость транспортного средства $\dot{x}_v$. Для управляемой задней оси это означает

$$\dot{\varphi}_{a2} = \frac{\dot{x}_v}{(1 - S_2) R_{w02}} \quad (3.15)$$

и для передней оси это означает

$$\dot{\varphi}_{a1} = \frac{(1 - S_1) \dot{x}_v}{R_{w01}}. \quad (3.16)$$

В данный период асимметрия возвращается как определение смещения.

³ Для бесступенчато-регулируемых передач (CVT) передаточное число коробки передач может зависеть от времени или скорости. Следовательно, производная по времени и / или по $\dot{x}_v$ должна быть принята во внимание. Формула тогда становится более сложной.

Если мы заменим угловые ускорения $\ddot{\varphi}_{aj}$ в уравнениях движения осей (3.13) на ускорение тела $\ddot{x}_v$ в соответствии с соотношением в уравнениях (3.15) и (3.16), то решим уравнения (3.13) для X_1 и X_2 , и подставив X_1 и X_2 в (3.14), получим следующее (скорость ветра $v_a = 0$)⁴:

$$\begin{aligned} \frac{M_{a1}}{r_{wst1}} + \frac{M_{a2}}{r_{wst2}} = & c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 \\ & + \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v \\ & + \left(m_{a1} + m_{a2} + J_{a1} \frac{(1-S_1)^2}{R_{w01}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1-S_2)^2 R_{w02}^2} \right) \ddot{x}_v \\ & + G \sin \alpha_g \\ & + f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} . \end{aligned} \quad (3.17)$$

Здесь f_{aj} - коэффициенты сопротивления вращению для передней и задней осей. Сложение масс m_b , m_{a1} и m_{a2} для получения полной массы m_{tot} транспортного средства приводит к так называемому коэффициенту вращательной массы λ ,

$$\begin{aligned} \lambda = 1 + \frac{1}{m_{tot}} \left(J_c \left(\frac{i_d}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1-S_2) R_{w02}} \right)^2 \right. \\ \left. + J_{a1} \frac{(1-S_1)^2}{R_{w01}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1-S_2)^2 R_{w02}^2} \right) . \end{aligned} \quad (3.18)$$

Теперь уравнение (3.17) может быть переписано следующим образом:

$$\frac{1}{r_{wst1}} M_{a1} + \frac{1}{r_{wst2}} M_{a2} = \underbrace{c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2}_{=F_s} + F_i + F_g + f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} . \quad (3.19)$$

Здесь $F_i = \lambda m_{tot} \ddot{x}_v$ - сопротивление ускорению всего транспортного средства; таким образом, вовлекаются колеса, оси, приводные валы и тормоза. Это уравнение дает моменты на колесах, необходимые для преодоления сопротивления. Это одно из фундаментальных уравнений продольной динамики автомобиля.

Примечание 3.10 В уравнении (3.19) рассматриваются колеса одной оси. Мы также можем рассмотреть колеса отдельно друг от друга и затем аналогичным образом перейти к подобному уравнению.

Примечание 3.11 Эти уравнения включают в себя множество параметров, которые могут зависеть от времени или других переменных, таких как: f_{aj} , F_{zj} , λ , r_{wstj} , R_{w0j} , S_j . Не подстановка этих параметров, которые не являются постоянными, зависящими от времени, позволяет уравнению движения быть представленным в этой простой форме.

⁴ Здесь $M_{a1} < 0$ - небольшой тормозной момент от подпипника. Если передняя ось тоже приводится в движение, крутящий момент M_{a1} является частью крутящего момента двигателя. В этом случае у нас есть полноприводный автомобиль, и между передним и задним мостами есть дополнительный дифференциал. Затем уравнение должно быть изменено, и эта модификация определяет, как угловые скорости между передней и задней осями зависят друг от друга.

3.5 Производительность

Мощность, которая необходима на осях для движения автомобиля, равна

$$P_{tot} = M_{a1}\dot{\varphi}_{a1} + M_{a2}\dot{\varphi}_{a2} . \quad (3.20)$$

Заменяя угловые скорости $\dot{\varphi}_{aj}$ скоростью $\dot{x}_v$ транспортного средства, получим

$$P_{tot} = \underbrace{M_{a1} \frac{(1-S_1)\dot{x}_v}{R_{w01}}}_{\geq 0} + \underbrace{M_{a2} \frac{\dot{x}_v}{(1-S_2)R_{w02}}}_{\geq 0} . \quad (3.21)$$

Предполагая, что только одна ось приводится в движение (в этом примере - задняя ось с $S = S_2$), и что нас интересует только мощность этой управляемой оси, мы получаем из уравнения (3.19), не принимая во внимание разницу между R_{w0} и r_{wst}

$$P_{tot} = \frac{1}{(1-S)} \dot{x}_v \underbrace{(F_a + F_i + F_g + F_r)}_{=F_{tot}} , \quad (3.22)$$

где $F_r = f_r G$ было упрощено, и с учетом предположения, что коэффициенты сопротивления вращению одинаковые как на задней, так и на передней оси. Далее учитываем смещение ($S \approx 0$) и используя тождественность $\sin \alpha_g \approx \tan \alpha_g = p$ для градиентного сопротивления, мы получаем мощность, необходимую на колесах одной оси ($v = \dot{x}_v$; скорость ветра $v_a = 0$):

$$P_{tot} = \left(f_r + p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \right) Gv + c_d A \frac{\rho_a}{2} v^3 . \quad (3.23)$$

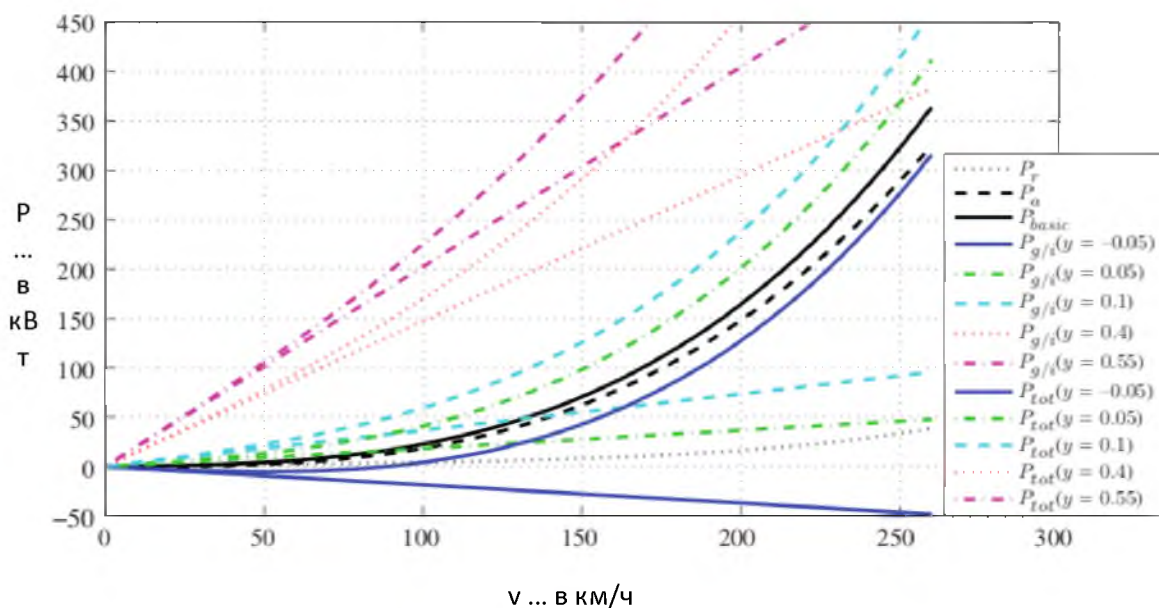
При наличии ветра в обратном направлении x_v со скоростью v_a , уравнение (3.23) можно прочесть следующим образом:

$$P_{tot} = \left(f_r + p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} \right) Gv + c_d A \frac{\rho_a}{2} (v + v_a)^2 v . \quad (3.24)$$

График на рисунке 3.6 показывает различные составляющие (элементы) мощности, требуемой для различных сопротивлений. Параметры были выбраны следующим образом:

$$\tilde{f}_{r0}=0.0087, \tilde{f}_{r1}=0.0022, \tilde{f}_{r4}=5.7258 \times 10^{-4}, m_{tot}=1350 \text{ кг}, c_d=0.32, A=2.2 \text{ м}^2, \rho_a=1.226 \text{ кг/м}^3, v_a=0.$$

В график включены мощность на оси: $P_r = F_r v$ от сопротивления вращению, $P_a = F_a v$ от силы аэродинамического сопротивления и сумма обеих сил $P_{basic} = P_r + P_a$.



Другие кривые $P_{g/i}(y) = (F_g(p) + F_i(\lambda x \ddot{x}_v/g))v$ дают мощность, необходимую для преодоления градиентного сопротивления и ускоряющих сопротивлений для следующего значения:

$$y = p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g} . \quad (3.25)$$

Мощность $P_{g/i}$ может быть результатом чистого градиентного сопротивления, где $p = y$, но она также может быть степенью чистого ускорения $\ddot{x}_v = gy/\lambda$ или их комбинацией в соответствии с уравнением (3.25), Общая мощность

$$P_{tot} = \underbrace{P_r + P_a}_{=P_{basic}} + \underbrace{P_g + P_i}_{P_{g/i}} \quad (3.26)$$

также показана.

Основная потребность в мощности увеличивается на третьей скорости передвижения транспортного средства v (скорость ветра не берется во внимание) от F_a и пятой скорости от F_r . Следовательно, для высоких скоростей присутствует значительная мощность (например, при 200 км/ч требуется приблизительно 165 кВт).

Например, если мы посмотрим на общее количество энергии, необходимое для подъема на холм с градиентом 5% ($p = 0,05$), очевидно, что для высоких скоростей требуется большое количество энергии, чтобы преодолеть сопротивление градиенту.

График на рисунке 3.7 показывает тяговые силы (сопротивления и суммы сопротивлений) для тех же окружностей, что и на рисунке 3.6.

Далее мы предполагаем, что максимальный и минимальный наклоны и максимальные ускорения, которые должны быть достигнуты транспортным средством, должны лежать между $y = p + \lambda \ddot{x}_v = 0$ и $y = p + \lambda \ddot{x}_v = 0.55$.

Это означает, что мощность привода должна покрывать определенную область с определенной скоростью. Эта область отмечена на графике на рисунке 3.8. Эта область мощности соответствует области

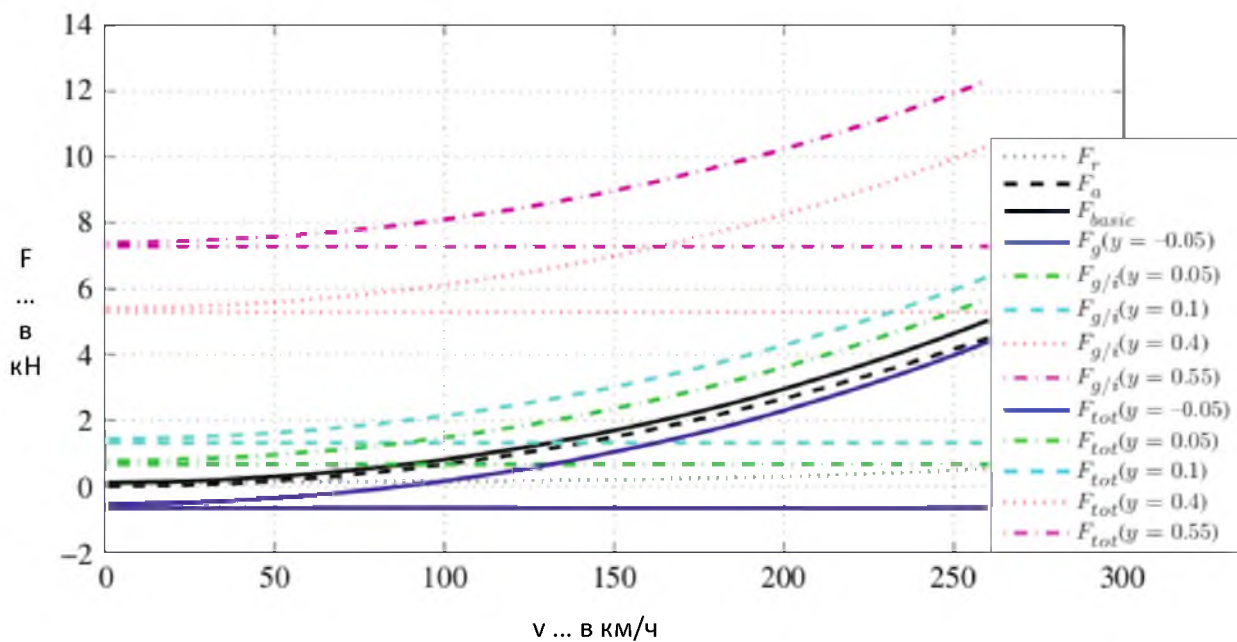


Рисунок 3.7 Необходимость тяговых сил для нескольких сопротивлений

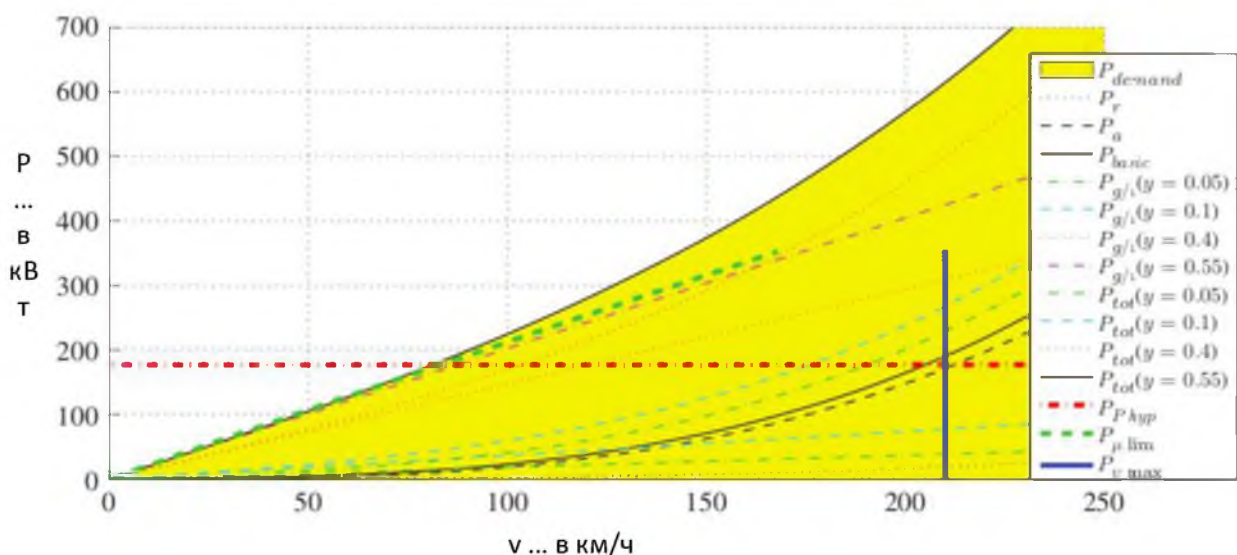


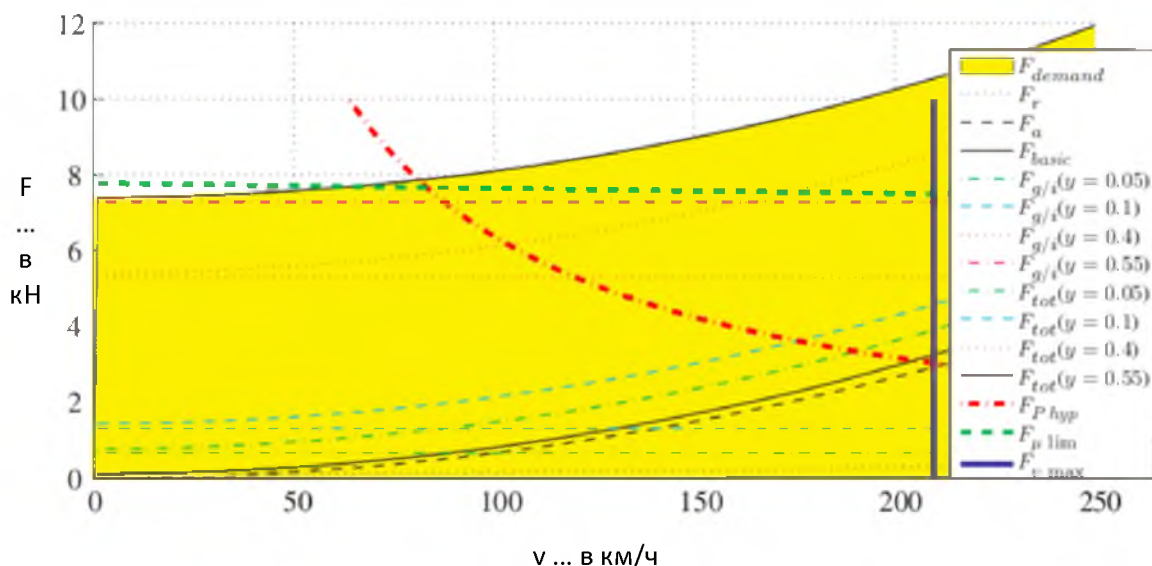
Рисунок 3.8 Область, где требуется мощность

для силы тяги (см. Рисунок 3.9), которая также отмечена. Эта область представляет все точки, где требуется скорость автотранспорта или тяговое усилие для транспортного средства, которые были бы необходимы, чтобы иметь возможность подниматься на холм с $p = 0,55$ при любой возможной скорости.

Мы называем эту область картой потребностей автомобиля. Эта карта потребностей должна быть сопоставлена с картой производительности.

Прежде чем мы начнем сравнивать, мы подробнее рассмотрим некоторые пограничные условия. Эти пограничные условия определяют идеальную карту работы двигателя.

Сначала предположим, что идеальная силовая передача может обеспечить максимальную мощность двигателя во всем диапазоне скоростей. На рисунке 3.8 это показано горизонтальной линией P_{hyp} . На графике силы тяги на рисунке 3.9 эта горизонтальная линия становится гиперболой,



так называемой идеальной тяговой гиперболой, потому что постоянная мощность дает тяговые силы $F = P_0/v$. Тяговая гипербола F_{Phyp} изображена на рисунке 3.9.

Дальнейшее ограничение карты идеальной подачи движущей силы определяется максимальной скоростью транспортного средства (обозначенной вертикальными линиями P_{Vmax} and F_{Vmax} на графиках на рисунке 3.8 и рисунке 3.9 соответственно).

Третье ограничение обусловлено максимальным коэффициентом продольной силы шины, коэффициентом сцепления, μ_a . Этот предел зависит от нагрузки на ось. Рисунки 3.8 и 3.9 изображают ограничения для транспортного средства с ведущей управляемой передней осью. Это означает, что предел составляет $F_{z1}\mu_a$, где F_{z1} - сила сечения между колесами передней оси и дорогой. Ни один график не учитывает перенос нагрузки с задней оси на переднюю во время ускорения, а также другие воздействия на ось (например, силы подъема воздуха), и, кроме того, коэффициент сцепления, μ_a , немного уменьшается с увеличением скорости (на графиках значение μ_a линейно уменьшается от 1,1 для скорости $v = 0$ до значения 1,05 при скорости $v \approx 72$ м / с). Этот предел отмечен линиями $P_{\mu lim}$ и $F_{\mu lim}$.

Эти три ограничения приводят к карте идеальной работы двигателя. Карта идеальной работы двигателя показана на рисунках 3.10 и 3.11.

Отличается от нее карта реальных характеристик двигателя. Рисунок 3.12 показывает карту характеристик дизельного двигателя в качестве примера. Мы также называем эту карту характеристик картой реальной работы двигателя.

Показанные параметры - это отношение мощностей P_{100}/P_{max} и отношение моментов $M_{100}/M(P_{max})$ к соответствующей скорости вращения $n/n(P_{max})$. Здесь $P_{100} = P(100\%)$ - максимальная мощность, которая может быть подана двигателем при определенной частоте вращения, в то время как $M_{100} = M(100\%)$ - крутящий момент при полной нагрузке, P_{max} - максимальная мощность двигателя, $M(P_{max})$ и $n(P_{max})$ - момент и частота вращения, соответственно, при которых мощность двигателя достигает максимума.

Мы сравниваем карту реальной работы двигателя (как показано на рисунке 3.12) с картой идеальных характеристик (рисунки 3.10 или 3.11). Очевидны три различия:

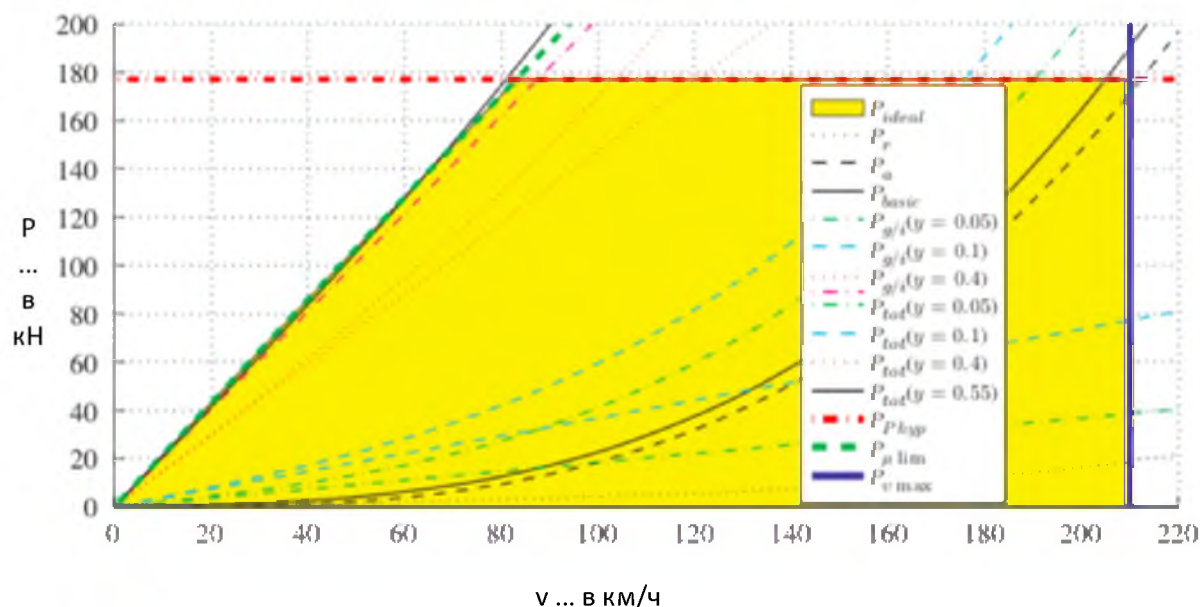


Рисунок 3.10 Карта идеальной работы двигателя для реализации мощности

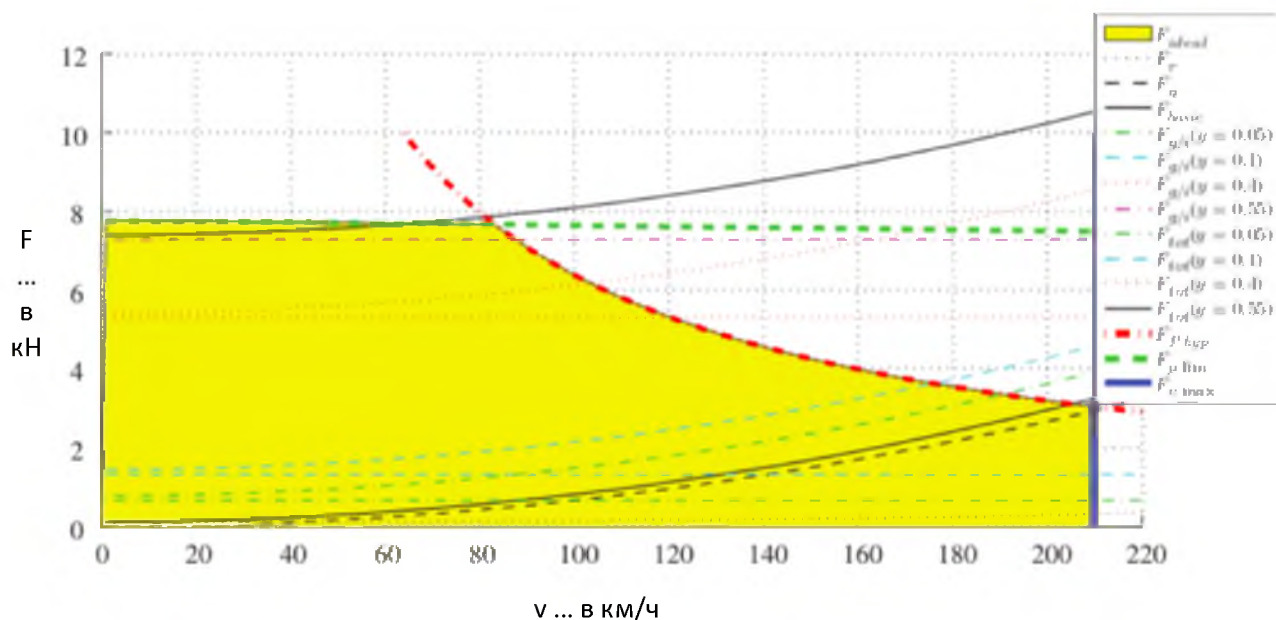


Рисунок 3.11 Карта идеальной работы двигателя для реализации тяговой силы

Примечание 3.12 В карте идеальной работы должна быть большая область, в которой мощность постоянна. Однако в случае карты реальных характеристик это возможно только в очень маленькой области в конце диапазона скоростей.

Примечание 3.13 Для графика характеристик идеальной работы существует пониженный предел тяги по причине сцепления. Эта область не покрыта картой реальных характеристик.

Примечание 3.14 Карта идеальных характеристик двигателя охватывает все скорости, а карта реальных характеристик двигателя не способна передавать мощность ниже определенной скорости. (Мы называем этот разрыв в картах характеристик разрывом скорости, крутящего момента или мощности.)

Одной примечательной особенностью в сравнении карты идеальных характеристик двигателя для крутящего момента состоит в том, что крутящий момент изменяется лишь незначительно в диапазоне той скорости вращения, которая отражена на карте реальных характеристик, тогда как вариации в карте реальных характеристик велики.

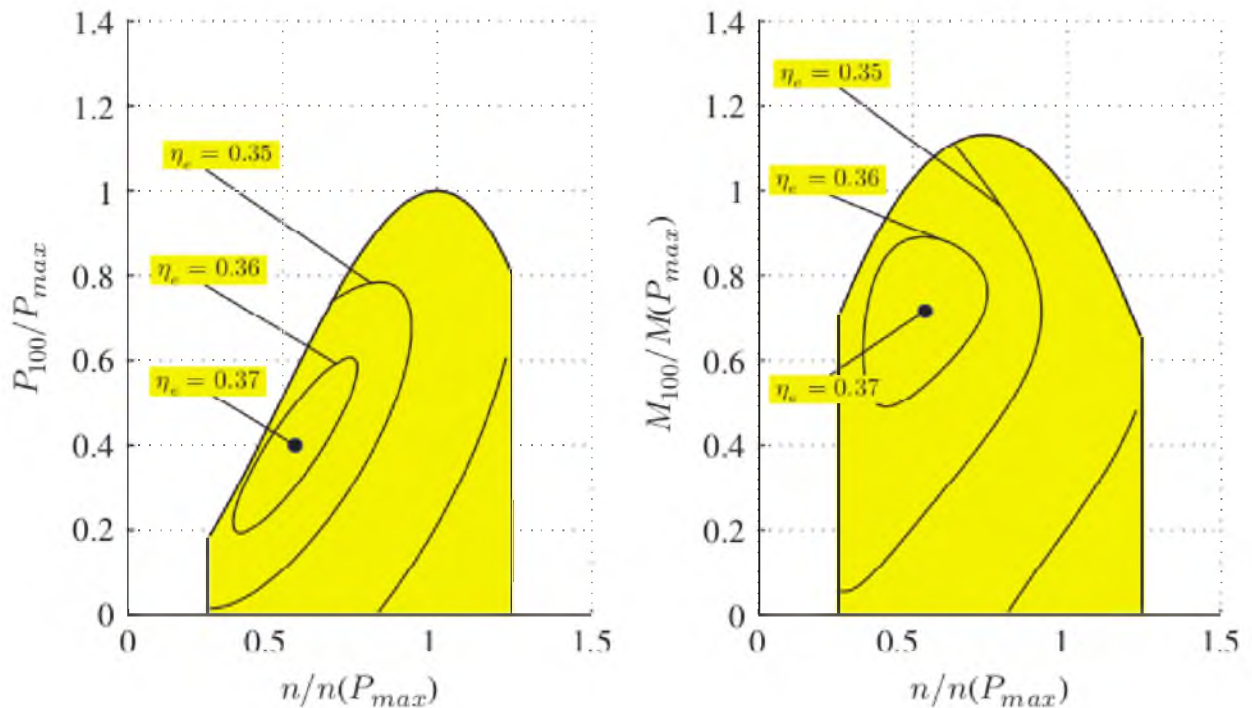


Рисунок 3.12 Карта реальной работы двигателя для силы тяги

Кроме того, эффективность двигателя η_e показана на рисунке 3.12. Максимальная эффективность $\eta_e = 0.37$ достигается в одной точке графика характеристик. Эта точка не относится к характеристикам при полной нагрузке (граница на рисунке 3.12).

3.6 Вопросы и задания

Запоминание

1. Что такое градиентное сопротивление?
2. Что такое сопротивление ускорению?
3. Как аэродинамическое сопротивление зависит от скорости?
4. Каков порядок возрастания коэффициента аэродинамического сопротивления и аэродинамической площади?
5. Поступательные инерции и вращение массы обычно объединяются. Какой фактор здесь играет роль?
6. Каков порядок возрастания коэффициента вращения массы?
7. Как мы рассчитываем производительность?
8. Как мы получаем требуемые показатели силы тяги и производительности?
9. Что ограничивает требуемые показатели?

Понимание

1. Опишите характеристики идеальной работы двигателя для тяги и производительности.
2. Опишите карту характеристик реального двигателя внутреннего сгорания.
3. Что подразумевается при сравнении карт реальных и идеальных характеристик?
4. Почему $\lambda_1 > \lambda_{i+1}$ выполняется при факторе вращательного корригирования?

5. Почему $\lambda_i > 1$ выполняется при факторе вращательного корригирования?
6. Возможно ли построить транспортное средство с $\lambda_i = 1$?
7. Какое из следующих уравнений справедливо для основной потребности в энергии (без ветра)?
 f_r - коэффициент сопротивления вращению; предполагается, что коэффициенты всех четырех колес равны; G - вес машины; c_d - коэффициент аэродинамического сопротивления; A - площадь поперечного сечения; v_v - скорость транспортного средства; a_v - ускорение транспортного средства; p - градиент; и λ - коэффициент корригирования массы.
 Правильным может быть не один вариант ответа.
 - (a) $G f_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2$
 - (b) $G f_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^3$
 - (c) $G f_r v_v + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^3$
 - (d) $(G f_r + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$
 - (e) $(G p + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$
 - (f) $(G y + c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2) v_v$, где $y = p + \lambda a_v / g$
8. Следующие утверждения должны быть присвоены точкам на диаграмме кривых спроса на энергию (см. Рис. 3.13).
 - (a) Общая потребность в мощности для $v = 150$ км/ч для выравнивания на $p = 0,05$ без ускорения.
 - (б) Общая потребность в энергии для $v = 150$ км/ч для выравнивания на $p = 0,00$ без ускорения.
 - (с) Общая потребность в мощности для $v = 200$ км/ч для выравнивания на $p = 0,1$ без ускорения.

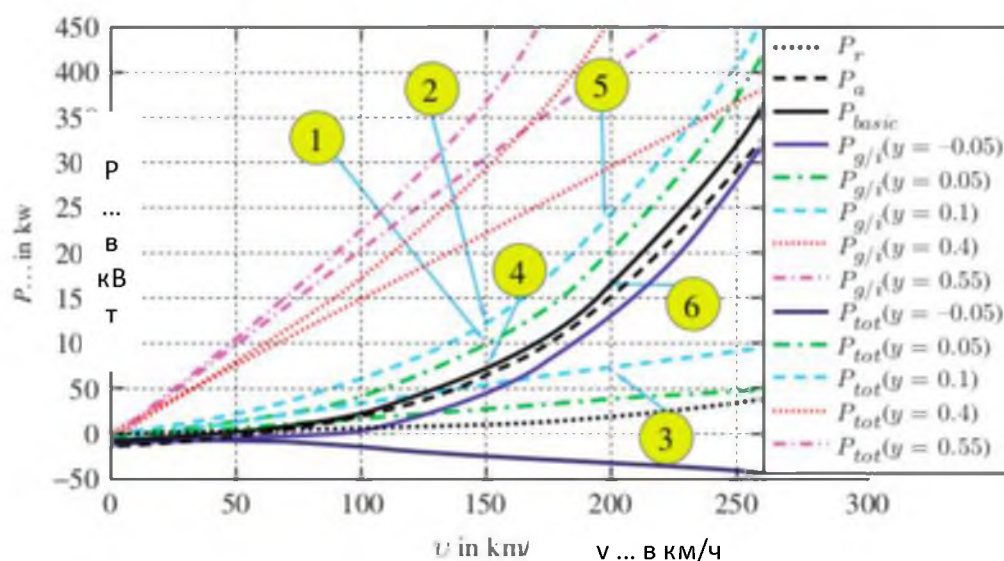


Рисунок 3.13 Кривая требования мощности

9. Следующие пределы относятся к кривой на диаграмме карты идеальных характеристик на рисунке 3.14.
 - (a) Предел сцепления μ_a .
 - (б) Предел максимальной мощности.
 - (с) Предел максимальной скорости транспортного средства.

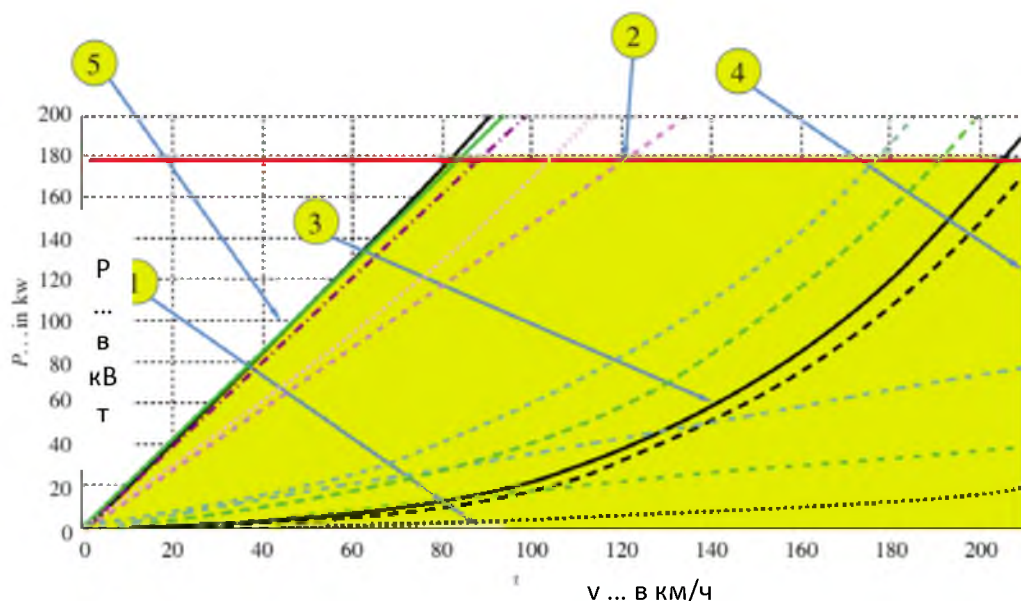


Рисунок 3.14 Карта идеальных характеристик для мощности

Применение

1. Рассмотрим колесо (статический радиус $r_{wst} = 0.3$ м, эксцентриситет $e_w = 3$ мм, нагрузка на колесо $F_Z = 2500$ Н). На колесо действует крутящий момент $M = 382,5$ Нм. Колесо движется со скоростью $v_v = 30$ м/с. Для этого упражнения предположим, что функция μ может быть аппроксимирована линейно

$$\mu(S) = 10S. \quad (3.27)$$

Рассчитайте угловую скорость колеса!

2. Рассчитайте по следующим параметрам аэродинамическое сопротивление и мощность, необходимую для преодоления этого сопротивления, при скоростях движения $v_v = 10$ и $v_v = 60$ м/с: коэффициент аэродинамической силы сопротивления $c_d = 0,3$, площадь поперечного сечения $A = 2$ м², массовая плотность воздуха $\rho_a = 1,226$ кг/м³. Скорость ветра равна нулю. Чтобы рассчитать мощность P_a , используйте формулу $P_a = F_a v_v$.
3. Массовая плотность воздуха зависит от температуры, давления и влажности⁵.

Набор параметров	Температура T (К)	Давление p (Па)	Плотность вещества ρ_a (кг/м ³)
1	223.15 (−50 °C)	1.1×10^5	1.717
2	323.15 (50 °C)	6.24×10^4	0.648

(3.28)

Используя параметры автомобиля из второй задачи по Применению, рассчитайте мощность аэродинамического сопротивления для двух плотностей в таблице ($v_v = 60$ м/с).

⁵ Для расчета плотности, посмотрите для примера <https://wind-data.ch/tools/luftdichte.php>

4

Преобразователи

В 3 главе представлены несоответствия между трехмерными характеристиками идеальной и реальной подачи. Данные несоответствия требуют преобразования трехмерной реальной характеристики, вырабатываемой двигателем внутреннего сгорания с целью:

1. сокращения разрыва в скорости

2. аппроксимации трехмерной характеристики идеальной подачи трехмерной характеристикой реальной подачи.

Другие аспекты, такие как защита окружающей среды, играют важную роль в развитии автомобильных транспортных средств. Следовательно, дальнейшие экологические требования, такие как сокращение расхода топлива и выбросов загрязняющих веществ, должны быть выполнены.

Рассмотрим в первую очередь две задачи, перечисленные выше, т.е. сокращение разрыва в скорости и достижение аппроксимации к трехмерной характеристике идеальной подачи.

На рисунке 4.1 изображены трехмерные реальная и идеальная характеристики крутящего момента и мощности. Ось абсцисс представляет собой скорость, а мощность или крутящий момент нанесены на ось ординат. Для упрощения, на диаграмме изображена только одна ось скорости вращения. На самом деле должно быть две оси: одна для скорости колеса и другая для скорости мотора. Однако предположим, что вращательная скорость мотора была перемещена таким образом, что диаграмма ограничения скорости реальной характеристики совпадает с границей поля идеальной характеристики (см. пример ниже).

Таким же образом, момент и мощность двигателя должны быть преобразованы в соответствующие величины на колесах.

Пример 4.1 Максимальная скорость двигателя составляет 6000 rpm (оборотов в минуту). Это достигается на высшей передаче при скорости $v_{max} = 50$ м / с. Радиус колеса $r_{wst} = 0,32$ м. Из радиуса r_{wst} и максимальной скорости v_{max} получаем максимальное число оборотов в минуту колеса $n_{w max}$ (здесь последнюю величину (s rpm = s rev / min) необходимо преобразовать):

$$n_{w max} = 60 \frac{v_{max} s}{2\pi r} \frac{\text{rev}}{\text{min}} \\ \approx 1492 \frac{\text{rev}}{\text{min}} .$$

Это означает, что между скоростью вращения двигателя n_e и скоростью вращения колеса n_w передаточное отношение (от дифференциала) $i_d = 4$:

$$i_d = \frac{n_e}{n_w} .$$

Нижний индекс d обозначает коэффициент дифференциала.

Передаточное число из примера уже рассмотрено на рисунке 4.1. Очевидно, что нужно иметь основное передаточное число, необходимое для уменьшения скорости двигателя. В дополнение к данному основному передаточному числу необходим дифференциал, и поэтому данное основное передаточное число часто используется в дифференциале.

Одна из высоких передач тогда может быть сконструирована с передаточным числом 1, без зубчатой пары, чтобы максимизировать КПД (см. Рисунок 4.5).

Отклонения можно увидеть на рисунке 4.1: двигатель только лишь обеспечивает крутящий момент и мощность выше определенной скорости, при этом большие части трехмерной идеальной характеристики не покрыты трехмерной реальной характеристикой.

Для преодоления этих разрывов необходимы преобразователи.

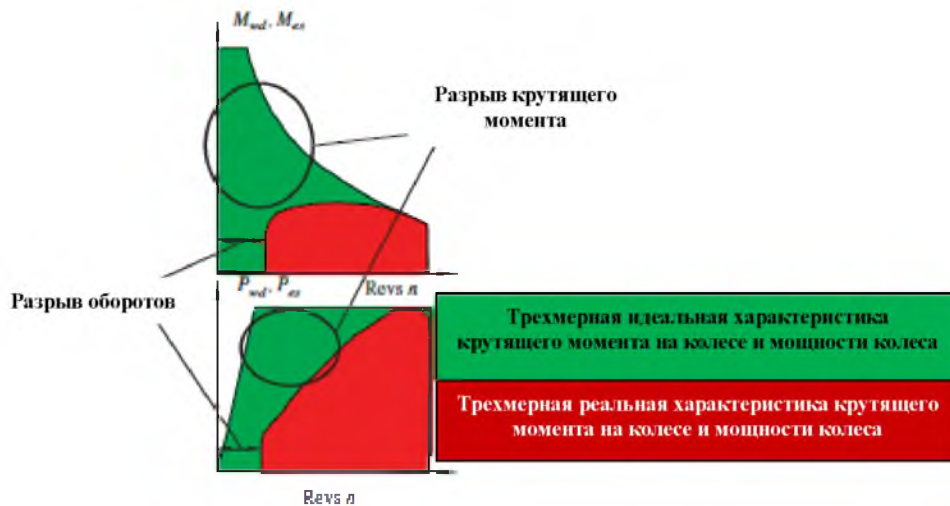


Рис. 4.1. Трехмерные реальная и идеальная характеристики

4.1 Муфта сцепления, преобразователь скорости вращения

Чтобы преодолеть разрыв в скорости, нам нужен преобразователь, который оптимально преобразует крутящий момент и мощность из высоких скоростей до низких скоростей. Это невозможно без потерь мощности в преобразователе (как мы увидим далее), но для крутящего момента это возможно. Следовательно, крутящие моменты ведущего и выводного вала равны, но скорости не равны. Эти две характеристики могут использоваться для определения преобразователя скорости с помощью следующих двух выражений:

$$M_o = M_i, \quad (4.2)$$

$$n_o \neq n_i. \quad (4.3)$$

В данном случае M_i - крутящий момент ведущего вала преобразователя скорости, M_o - крутящий момент выводного вала а n_i и n_o - скорости ведущего и выводного вала соответственно (единица измерения - об / с (rev/s)). Смотря на следующий краткий расчет, очевидно, что мощность ведущего вала P_i и мощность выводного вала P_o должны быть разными

$$P_o \neq P_i, \quad (4.4)$$

где

$$P_o = \underbrace{2\pi n_o}_{\omega_o} M_o, \quad (4.5)$$

$$P_i = \underbrace{2\pi n_i}_{\omega_i} M_i. \quad (4.6)$$

Принцип преобразователей скорости продемонстрирован на Рисунке 4.2. Два диска крепятся на концах двух валов. Левый вал соединен с двигателем, а правый вал соединен с коробкой передач. Вал двигателя вращается с угловой скоростью $\omega_i = 2\pi n_i$, а крутящий момент обозначен M_i . Аналоговые параметры вала коробки передач: $\omega_o = 2\pi n_o$ и M_o .

Два диска теперь прижаты соединительной силой F друг к другу. Этот означает, что вертикально направленная сила действует на поверхность трения и, если выполняется условие $\omega_i \neq \omega_o$, возникает сила трения. Из данных на рисунке 4.2 получаем сумму моментов относительно оси вращения (для стационарного условия, т.е. $\dot{\omega}_i = 0$ и $\dot{\omega}_o = 0$, что приводит к исчезновению крутящих моментов из-за эффектов инерции):

$$M_o = M_i. \quad (4.7)$$

Данное условие для преобразователя скорости, таким образом, выполняется. На диаграмме свободного тела на рисунке 4.2 можно увидеть, что сил инерции нет. Следовательно, равенство $M_o = M_i$ сохраняется только во время стационарного режима. В нестационарном режиме ошибка была бы мала, если бы моменты инерции были малы (что, как правило, не характерно для преобразователя скорости в сочетании с поршневым двигателем внутреннего сгорания).

С помощью рисунка 4.3 продемонстрируем пример работы преобразователя скорости на транспортном средстве, трогаящемся на подъеме с уклоном 10%. Диаграмма изображает моменты M_o и M_i и мощность P_o и P_i в каждом случае, то есть выводного и ведущего вала преобразователя скорости. Входы M_i и P_i соответствуют крутящему моменту двигателя $M_e = M_i$ и мощности двигателя $P_e = P_i$ (здесь нижний индекс e обозначает двигатель). Трехмерная идеальная характеристика и трехмерная реальная характеристика (для четвертой передачи) изображены на обеих диаграммах, также для крутящего момента на диаграмме изображена кривая потребности крутящего момента для $p = 10\%$. Пересечение этой кривой потребности крутящего момента с трехмерной реальной характеристикой указывает необходимую скорость вращения двигателя, n_e , с которой двигатель должен вращаться, чтобы обеспечить необходимый крутящий момент. Мы рассматриваем процесс, в котором контактная сила, F (см. рисунок 4.2), медленно увеличивается, пока F не достигнет значения F_0 . При этом значении два диска сцепления прижимаются друг к другу. Во время этого процесса скорость двигателя остается постоянной с включенным сцеплением. Если увеличить контактную силу, то момент выводного вала M_o преобразователя скорости немедленно возрастет, что показывает: $M_o = M_i$ (см. небольшую диаграмму в левом верхнем углу рисунка 4.3).

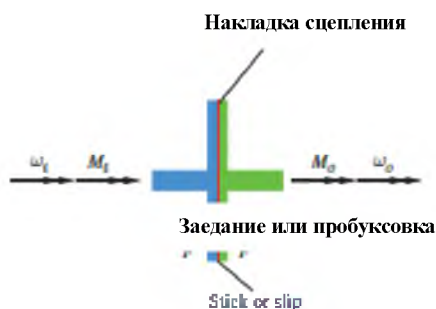


Рис. 4.2. Принцип работы преобразователя скорости

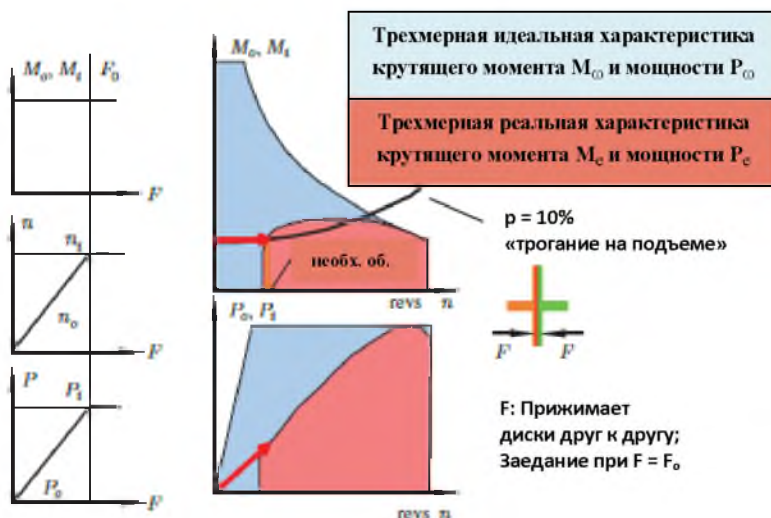


Рис. 4.3. Включение сцепления при трогании на подъеме

Скорость выводного вала, n_o , также увеличивается с контактной силой, F . Когда последняя достигает F_0 , диски заедают, и скорости $n_o = n_i$ становятся равными (если крутящий момент выводного вала немного выше, чем крутящий момент для наклонного движения). Этот избыточный

момент необходим для ускорения транспортного средства и увеличения n_o . Из равенства $M_o = M_i$ и выражений (4.5) и (4.6) получаем

$$\frac{P_o}{2\pi n_o} = \frac{P_i}{2\pi n_i}, \quad (4.8)$$

что может быть преобразовано в:

$$P_o = P_i \frac{n_o}{n_i}, \quad (4.9)$$

$$\eta = \frac{n_o}{n_i},$$

КПД муфты сцепления увеличивается до 1 с увеличением силы, F . Если достигается трехмерная реальная характеристика, то преобразователь скорости больше не нужен. Следует отметить, что, как показано здесь, транспортное средство, как правило, движется вперед с места не на высоких передачах, а на первой. Характеристическая диаграмма для четвертой передачи была выбрана исключительно для удобства и простоты изложения.

Рисунок 4.4 изображает детали фрикционной муфты сцепления. Вал двигателя закреплен на маховике. Маховик свободно вращается на валу коробки передач. В дополнение к маховику, кожух сцепления содержит пружину диафрагмы, нажимной диск, накладку сцепления и выжимной подшипник (или подшипник выключения сцепления). Чтобы выключить сцепление, на выжимной подшипник давится сила. В зацепленном состоянии пружина диафрагмы прижимает нажимной диск с накладкой сцепления к маховику. Накладка сцепления прочно соединена диском сцепления с валом коробки передач. Чтобы выключить сцепление, сила F действует в направлении стрелки, затем давление нажимных дисков уменьшается, и фрикционная накладка начинает скользить по маховику.

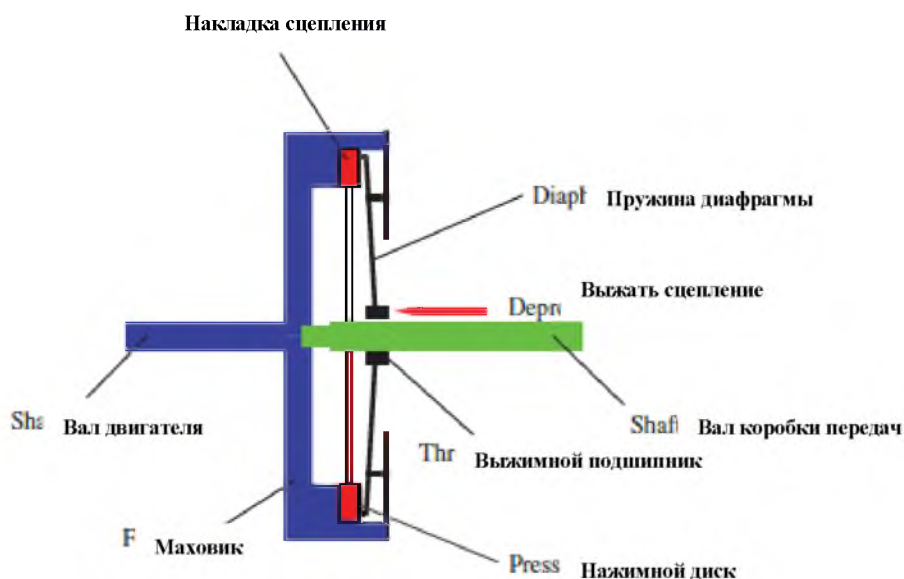


Рис. 4.4. Важные функциональные компоненты фрикционной муфты сцепления

4.2 Коробка передач, преобразователь крутящего момента

Переходим ко второй части, завершая охват трехмерной характеристики идеальной подачи (рис. 4.1) с помощью коробки передач (или преобразователя крутящего момента). Мы рассмотрим только ступенчатую коробку передач. Здесь возникает вопрос выбора передаточных отношений отдельных ступеней коробки передач. Мы используем передаточное отношение для определения конкретной ступени коробки передач.

Передаточное отношение: Передаточное отношение, i_z , представляет собой отношение (коэффициент) скорости ведущего вала n_{iz} к скорости выводного вала n_{oz} коробки передач:

$$i_z = \frac{n_{iz}}{n_{oz}} \quad z = 1, \dots, N_{z \max} . \quad (4.10)$$

Нижний индекс z обозначает ступень коробки передач с $N_{z \max}$ передач. Передаточное отношение i_z не зависит от скорости. Также используется отношение именной передачи:

Отношение прогрессии: отношение прогрессии, α_{gz} , выражает отношение (коэффициент) передаточных отношений двух соседних передач:

$$\alpha_{gz} = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad z = 2, \dots, N_{z \max} . \quad (4.11)$$

Рассмотрим макет конструкции пятиступенчатой коробки передач ($N_{z \max} = 5$). Пятая передача ступенчатой коробки передач может быть сконструирована таким образом, чтобы максимальная скорость транспортного средства могла быть достигнута при максимальной скорости двигателя. Это возможно только для исчезающих сопротивлений. Это означает, что градиентное сопротивление для отрицательных градиентов, $p < 0$, компенсирует сумму сопротивления качению и аэродинамической силы лобового сопротивления. Кроме того, эта максимальная скорость не является максимальной скоростью, которая может быть достигнута транспортным средством на ненаклонной дороге. На рисунке 4.1 реальные диаграммы характеристик построены именно таким образом. Коробка передач конечной передачи или дифференциала используется для регулировки максимальной скорости двигателя до максимальной скорости транспортного средства. Пятую или одну из высших передач часто выбирают в качестве прямой передачи с $i_5 = 1$, используя блокирующее соединение между ведущим и выводным валами коробки передач¹, чтобы минимизировать механические потери. В более высоких передачах расход топлива играет важную роль. Это является причиной минимизации потерь и максимизации эффективности на высшей передаче. Передаточное число первой передачи выбирается таким образом, чтобы соблюдалось требование максимального крутящего момента. Передаточные числа должны быть выбраны с хорошим приближением к идеальной трехмерной характеристике. На рисунке 4.7 слева изображены трехмерные идеальная и реальная характеристики. Диаграмма реальной характеристики уже преобразована дифференциалом (передаточное отношение i_d и КПД η_d) у правого края трехмерной идеальной характеристики. Помимо передаточного отношения $i_z = n_{iz} / n_{oz}$, для преобразования трехмерной характеристики крутящего момента требуется КПД, η_z :

$$P_o = \eta_z P_i . \quad (4.12)$$

С $P_i = 2\pi n_{iz} M_i$ и $P_o = 2\pi n_{oz} M_o$ (n_{iz} и n_{oz} в оборотах / с), также получаем:

$$M_o = M_i \eta_z \frac{n_{iz}}{n_{oz}} . \quad (4.13)$$

КПД η_z механических коробок передач близок к 1.

На рисунке 4.5 показаны примеры передаточных отношений².

В некоторых конструкциях можно распознать передаточное число 1, но не все конструкции являются геометрическими, что очевидно из рисунка 4.6. В последних трех автомобилях используется одна и та же автоматическая коробка передач; это и является причиной отсутствия видимых различий.

Конструкция передач 2, 3 и 4 может быть подготовлена двумя формальными методами:

¹ Такое блокирующее соединение невозможно для всех конструкций коробок передач

²Источник: http://www.mercedes-benz.de/content/germany/mpc/mpc_germany_website/de.../home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/a-class/w176/facts/_technicaldata/models.html substitute a-class / w176 by: b-class / w246, c-class / w205, e-class _w212, g- class / w463 _crosscountry, m- class _w166, s-class / w222, 18 сентября 2014 г.

геометрической конструкцией и прогрессивной конструкцией. Для геометрической конструкции получаем

$$\alpha_{g5} = \alpha_{g4} = \alpha_{g3} = \alpha_{g2} . \quad (4.14)$$

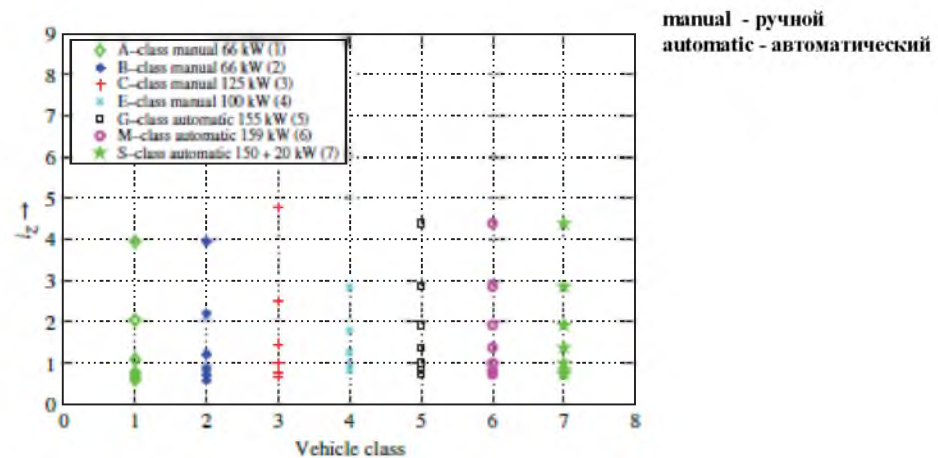


Рисунок 4.5 Передаточные отношения для некоторых автомобилей Mercedes

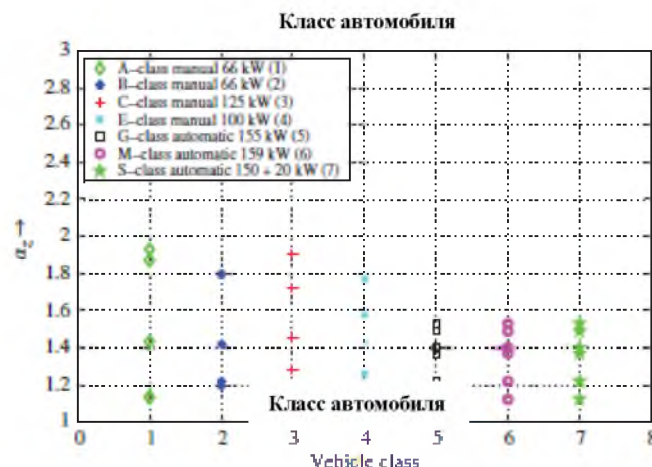


Рисунок 4.6 Отношения прогрессии для некоторых автомобилей Mercedes

Приращения, таким образом, постоянны. Исходя из значения передаточного отношения из выражения (4.11), выражение (4.14) равно

$$\frac{i_4}{i_5} = \frac{i_3}{i_4} = \frac{i_2}{i_3} = \frac{i_1}{i_2} . \quad (4.15)$$

Из выражения (4.15) получаем $i_1 i_5 = i_2 i_4 = i_3^2$, что дает

$$i_3 = \sqrt{i_1 i_5}, i_2 = \sqrt{i_1 i_3} \text{ and } i_4 = \sqrt{i_3 i_5} . \quad (4.16)$$

В прогрессивной конструкции приращения берутся согласно следующему выражению:

$$\alpha_{gz} = \alpha_{p1} \alpha_{p2}^{5-z} . \quad (4.17)$$

Определение передаточных отношений позволяет преобразовывать трехмерные характеристики для мощности и крутящего момента.

На Рисунке 4.7 изображен пример.

Для трехмерных характеристик крутящего момента и мощности мы по-прежнему определяем различия между идеальными и реальными характеристиками; в частности, при сравнении могут быть выявлены разрывы. В геометрической конструкции разрывы примерно одинакового размера.

Геометрическая конструкция в основном используется в таких транспортных средствах, как грузовые автомобили. Прогрессивная конструкция, в которой разрывы увеличиваются с увеличением скорости, обычно встречается в автомобилях частного пользования или легковых автомобилях (см. Рис. 4.7). Из-за низкого сопротивления движению для легковых автомобилей на более низких скоростях, эти разрывы не уменьшаются в весе. Для более высоких скоростей от 60 м / с и выше, значительное увеличение аэродинамической силы лобового сопротивления требует меньших разрывов. Эти небольшие разрывы позволяют водителю использовать ограничение мощности (или уровень немного ниже этого) для ускорения автомобиля, не вызывая сжатия крутящего момента и, следовательно, сжатия ускорения.

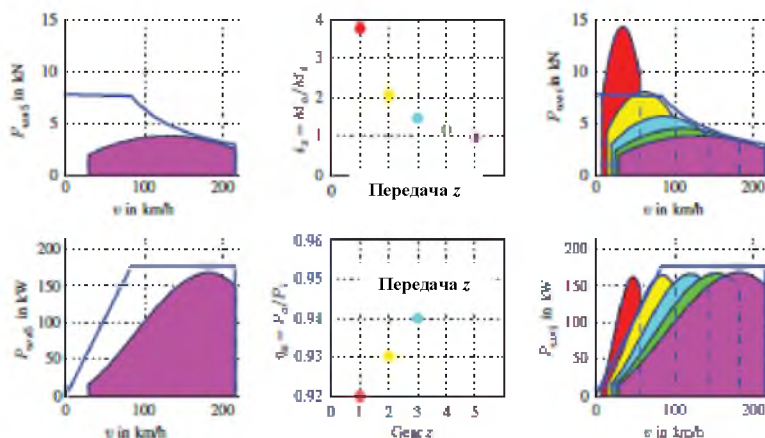


Рисунок 4.7 Основной принцип работы механической коробки передач

На рисунках 4.9 и 4.10 сравниваются геометрические и прогрессивные передаточные отношения (P_{ws1} и F_{ws1} обозначают затраченные на колеса мощность и силы, соответственно). Уменьшение разрывов можно отчетливо увидеть в разрывах с прогрессивной градуировкой, тогда как разрывы в геометрической градуировке остаются практически постоянными. На диаграмме смещения (на графиках слева на рисунках 4.9 и 4.10) видно, что скорость уменьшается, когда смещение остается постоянным для геометрической конструкции, тогда как при прогрессивной градуировке оно уменьшается с увеличением передачи.

Одной из задач коробки передач является охват трехмерной идеальной характеристики. Другая задача состоит в том, чтобы для широкой части в плоскости тяговая сила - скорость силовой агрегат обеспечивал хороший КПД двигателя (то же самое относится и к плоскости мощность - скорость). Достижение этой последней задачи требует гладкой конструкции коробки передач. Абсолютно гладкая конструкция может быть реализована бесступенчатой трансмиссией. Это означает, что может быть получено любое передаточное отношение в пределах определенного диапазона. Эта непрерывная конструкция может быть реализована с помощью коробки передач с большим количеством дискретных передач. Это одна из причин возрастания с течением времени количества передач в автоматических коробках передач.

На рисунке 4.8 изображена автоматическая коробка передач с девятью скоростями. Разброс передаточного отношения составляет $i_1 / i_9 = 9,15$, КПД преобразователя Trilok составляет $\eta = 0,92$. КПД увеличивается с помощью муфты блокировки в неконвертирующем режиме преобразователя Trilok. Двойной демпфер крутильных колебаний и центробежный маятниковый амортизатор уменьшают крутильные колебания. Коробка передач имеет четыре планетарных комплекта шестерен и шесть переключающих элементов для торможения отдельных колес колпар (тормозов) или для соединения колес или колпар (сцеплений).

Как для преобразователя скорости, так и для преобразователя крутящего момента существуют другие принципы работы и конструктивные расчетные реакции, такие как бесступенчатая трансмиссия или преобразователь скорости с гидравлическим режимом работы (см. Главу 17).

На данный момент мы вывели потребность в мощности и силах на колесе, возникающую в результате сопротивления движению, с одной стороны, в то время как с другой стороны, вывели подачу сил и мощности от силового агрегата (двигателя внутреннего сгорания с коробкой передач).

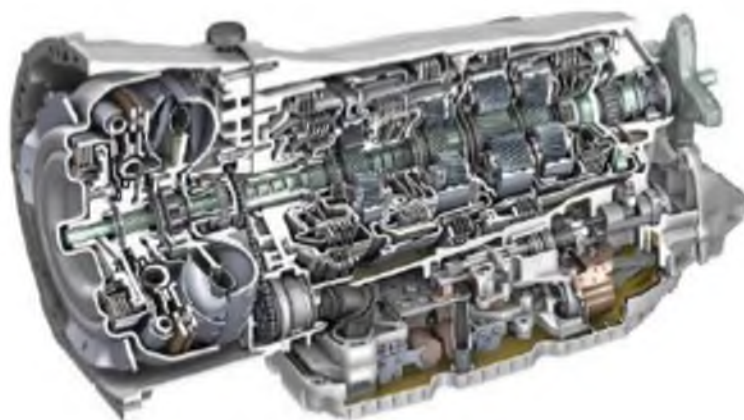


Рисунок 4.8 Автоматическая коробка передач Mercedes с 9 передачами (воспроизведена с разрешения Daimler AG)

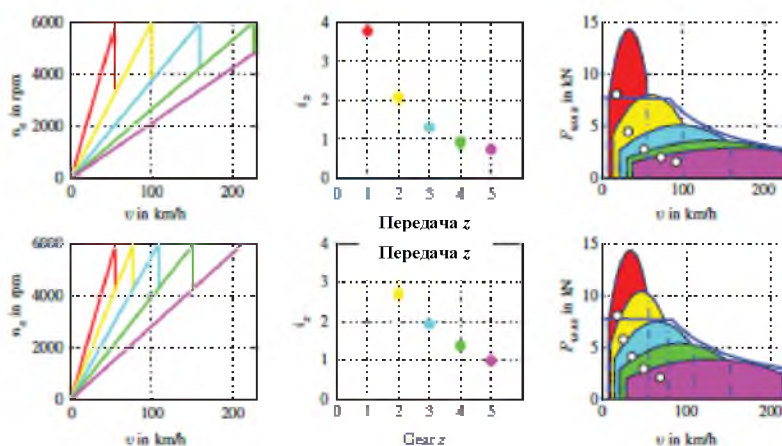


Рисунок 4.9 Геометрические (диаграммы второго ряда) и прогрессивные (диаграммы первого ряда) передаточные отношения, представленные для сил.

Эти величины изложены на рисунках 4.11 и 4.12 для сил и мощности, соответственно. Для полноты картины также изображены трехмерные идеальные характеристики. Далее (в следующей главе) мы сравним подачу сил и мощности от силового агрегата с требованиями конкретной ситуации вождения, например, требование для преодоления подъема с $p = 0,1$.

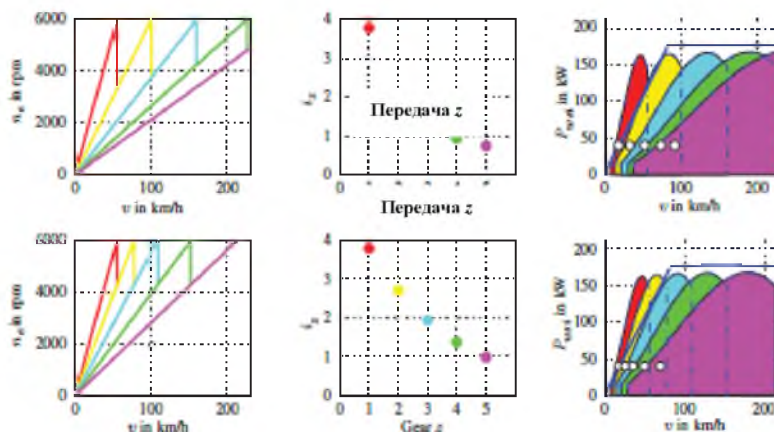


Рисунок 4.10. Геометрические (диаграммы второго ряда) и прогрессивные (диаграммы первого ряда) передаточные отношения, представленные для мощности.

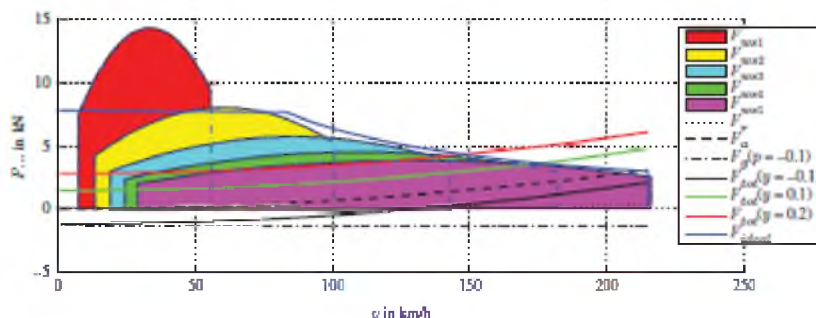


Рисунок 4.11 Диаграмма ходовых характеристик (сил)

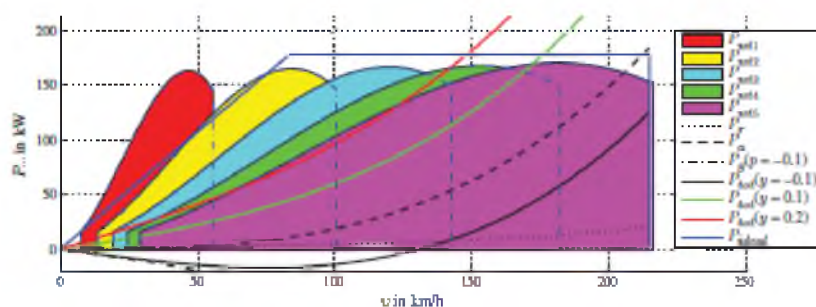


Рисунок 4.12 Диаграмма ходовых характеристик (мощности)

4.3 Вопросы и упражнения

Запоминание

1. В чем заключается задача преобразователя скорости?
2. В чем заключается задача преобразователя крутящего момента?
3. Каково определение передаточного отношения?
4. Каково определение отношения прогрессии?
5. Назовите два способа конструирования механической коробки передач.
6. Какие условия применяются к ведущей и выводной сторонам крутящего момента и к скорости преобразователя скорости?
7. Каково КПД преобразователя скорости?
8. Каково соотношение ведущей и выводной скоростей преобразователя крутящего момента?

Понимание

1. На рисунке 4.13 изображена коробка передач.

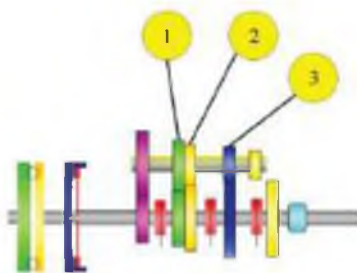


Рисунок 4.13 Коробка передач

Какие из изображенных номеров принадлежат третьей передаче?

2. Можно ли сконструировать комбинированный преобразователь частоты и крутящего момента

с $P_o > P_i$ для стационарного состояния?

3. Опишите нестационарные ситуации, когда $P_i < 0$ и $P_o < 0$ для сцепления или коробки передач.

Применение

1. Характеристика полной нагрузки для крутящего момента двигателя аппроксимируется параболой. Эта парабола интерполирует точки в таблице (M : момент; n : скорость; для удобства индексы опущены):

n in rpm	M in Nm
$n_1 = 1000$	$M_1 = 100$
$n_2 = 3000$	$M_2 = 200$
$n_3 = 5000$	$M_3 = 100$

(4.18)

Рассчитайте интерполяционную параболу:

$$M(n) = a_2 n^2 + a_1 n + a_0. \quad (4.19)$$

Максимум параболы (который является максимальным крутящим моментом двигателя): $M_{max} = M_2$ при $n = n(M_{max})$. Минимальная скорость $n_{min} = n_1$, максимальная скорость $n_{max} = n_3$, соответствующие крутящие моменты $M(n_{min})$ и $M(n_{max})$ соответственно.

Подсказка: Можно использовать формулу интерполяции Лагранжа:

$$M(n) = \sum_{i=1}^3 M_i \prod_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^3 \frac{n - n_j}{n_i - n_j}. \quad (4.20)$$

2. Рассчитайте максимальную мощность двигателя и число оборотов в минуту, когда мощность становится максимальной.

Подсказка: Получаете мощность из $P = M\omega$ и, таким образом, число оборотов в минуту, где мощность становится максимальной

$$\frac{\partial P}{\partial n} = 0. \quad (4.21)$$

3. Целью следующих заданий по применению (пункты 3-6) является разработка прогрессивной коробки передач с шестью передачами. Четвертая передача должна быть передачей с прямым соединением между ведущим и выводным валами; таким образом, передаточное число $i_4 = 1$.

Радиусы колес равны

Рассчитайте передаточное отношение i_d дифференциала при условии, что скорость автомобиля 180 км / ч $r_{wst} = \frac{10.5}{10\pi}$ м. на четвертой передаче достигается для максимальной скорости двигателя n_3 .

4. Даны следующие параметры аэродинамического лобового сопротивления автомобиля: $c_d = 0,3$, $\rho_a = 1,2$ кг / м³, $A = 2$ м².

Рассчитайте передаточное отношение i_6 шестой передачи, предполагая, что максимальная скорость транспортного средства на шестой передаче становится максимальной, то есть для других передаточных отношений $i_6 \neq i_6$ максимальная скорость всегда меньше той, которую следует рассчитать для передаточного отношения i_6 . Пожалуйста, следуйте подсказкам для упрощения расчета; в противном случае вычисления становятся слишком сложными.

Подсказки:

- Для расчета передаточного отношения i_6 , вычислите сечение между базовой потребностью мощности (без малого сопротивления качению F_r) транспортного средства и характеристической кривой полной нагрузки шестой передачи, предполагая, что эта точка сечения находится на максимальной мощности (см. задание 2 применения) двигателя.

- Рекомендуется пренебрегать сопротивлением качению; в противном случае придется вычислять корни многочлена четвертого порядка.

- Предполагается, что КПД на шестой передаче равен $\eta_6 = 1$.

5. Масса машины составляет 1200 кг, максимальная полезная нагрузка 800 кг, а буксируемого прицепа 500 кг (для расчета сопротивления уклону используйте 10 м / с^2 и упрощенную формулу $F_g = G_p$).

Рассчитайте передаточное отношение первой передачи i_1 . Автомобиль с полезной нагрузкой и прицепом должен быть способен двигаться по наклонной дороге с $p = \pi / 10$ при максимально возможном крутящем моменте двигателя 200 Нм.

6. Отношение прогрессии для прогрессивной конструкции равно

$$\alpha_{gz} = \alpha_{p1} \alpha_{p2}^{6-z} = \frac{i_{z-1}}{i_z} . \quad (4.22)$$

Рассчитайте α_{p1} и α_{p2} .

Подсказка:

Эта или другие аналогичные производные формулы могут вам помочь:

$$\begin{aligned} \alpha_{gz} \alpha_{g(z-1)} &= \frac{i_{z-1}}{i_z} \frac{i_{z-2}}{i_{z-1}} \\ &= \frac{i_{z-2}}{i_z} \\ &= \alpha_{p1}^2 \alpha_{p2}^{12-(2z-1)} \end{aligned} \quad (4.23)$$

5

Диаграмма характеристик движения, расход топлива

В этой главе мы обсудим Диаграммы характеристик движения.

Диаграммы характеристик движения: Диаграмма характеристик движения содержит

1. (реальное) отображение характеристик питания двигателя, преобразованное в силы и мощность на колесах в зависимости от скорости движения и на той же диаграмме
2. требуемое тяговое усилие (сопротивление движению) или усилие для мощности.

С помощью этих диаграмм мы можем, например, определить максимальную скорость без уклона, способность к подъему на любой передаче и способность к ускорению.

На рисунке 5.1 показаны карты характеристик питания для каждой из пяти передач (сила и мощность) и требования к нескольким ситуациям вождения для стандартного набора параметров. Эти кривые спроса основаны на сопротивлении движению и состоят из основных составляющих сопротивления градиента F_g , сопротивления ускорению (инерционное сопротивление) F_i , сопротивления качению F_r и аэродинамического сопротивления F_a .

Основное отличие от рисунков 4.11 и 4.12 состоит в том, что на рисунке 5.1 показан полный привод относительно предела сцепления. Очевидно, что предел на рисунке 5.1 почти в два раза выше, чем предел на других диаграммах на рисунках 4.11 и 4.12.

Диаграмма характеристик питания двигателя должна быть преобразована (с помощью передаточных отношений i_z и КПД трансмиссии η_z и передаточных отношений i_d и эффективности дифференциала η_d), чтобы быть сопоставимой с кривыми спроса. Следовательно, мощность и крутящий момент двигателя преобразуются в тяговое усилие, а мощность на ведомых колесах и угловая скорость (или скорость) двигателя должны быть преобразованы в частоту вращения колес n_w , а затем в скорость движения, v , транспортного средства:

$$v = r_{wst} 2\pi \underbrace{\frac{n_e}{i_z i_d}}_{n_w} . \quad (5.1)$$

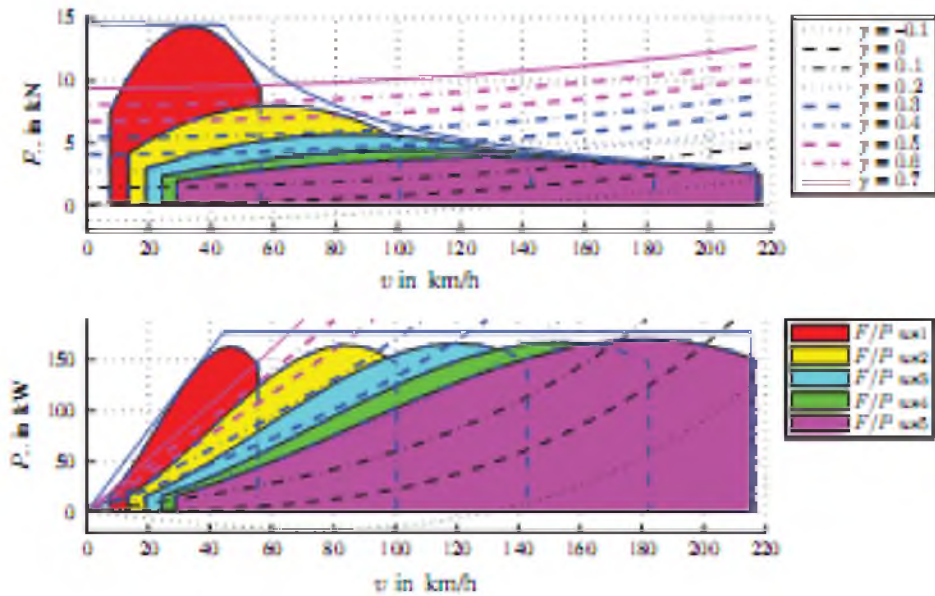


Рисунок 5.1 Диаграммы характеристик движения: $v = p + \lambda x' / g$

Сначала крутящий момент M_e из двигателя необходимо преобразовать с использованием общего передаточного отношения преобразователя крутящего момента и скорости в крутящий момент на колесе. Общее передаточное число $i_t = i_{zd}$ состоит из передаточного числа дифференциала i_d и передаточного числа коробки передач i_z . Однако крутящий момент на колесе уменьшается из-за потерь. Потери крутящего момента дают КПД преобразователя крутящего момента и скорости $\eta_t = \eta_z \eta_d$ (η_t - КПД трансмиссии на z -й передаче и дифференциале), поэтому момент подачи, M_{ws} , на колеса составляет

$$M_{ws} = \eta_t i_t M_e \quad (5.2)$$

для задания движения, и

$$M_{ws} = \frac{1}{\eta_t} i_t M_e \quad (5.3)$$

для торможения

Необходимо проводить различие между движением и торможением, поскольку потери крутящего момента всегда являются тормозящими моментами, что приводит к уменьшению крутящего момента двигателя или к увеличению тормозящего момента или момента сопротивления двигателя. Уравнение для торможения (5.3) приближенно выполняется для КПД η_t , близкого к единице:

$$\eta_t = 1 - \zeta_t, \quad (5.4)$$

где $\zeta_t \ll 1$.

Потеря крутящего момента M_l преобразователя скорости и крутящего момента составляет

$$M_l = \zeta_t i_t M_e. \quad (5.5)$$

Тормозящий момент на колесах состоит из момента сопротивления двигателя, $i_t M_e$ и потери крутящего момента, $M_f = \zeta_t i_t M_e$:

$$i_t M_e + \zeta_t i_t M_e = (1 + \zeta_t) i_t M_e. \quad (5.6)$$

Если мы рассмотрим следующее расширение числовой последовательности:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\eta_t} &= \frac{1}{1 - \zeta_t} \\ &= \left(1 + \zeta_t + \frac{1}{2} \zeta_t^2 + \dots \right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

мы выявляем следующее соотношение и, следовательно, приблизительную справедливость уравнения (5.3):

$$\begin{aligned} M_{ws} &= (1 + \zeta_t) i_t M_e \\ &\approx \frac{1}{1 - \zeta_t} i_t M_e. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Подобным образом для мощности

$$P_{ws} = \eta_t P_e, \quad (5.9)$$

$$P_{ws} = \frac{1}{\eta_t} P_e, \quad (5.10)$$

где в (5.9) мощность для ведомой оси положительна $P_e > 0$, а в уравнении (5.10) мощность для тормозной оси отрицательна $P_e < 0$.

Уравнение (5.9) получаем следующим образом:

$$\begin{aligned} P_{ws} &= \omega_w M_{ws} \\ &= \omega_w \eta_t i_t M_e \\ &= \overbrace{\eta_t \omega_w i_t M_e}^{= P_e} \\ &= \underbrace{\eta_t \omega_w i_t M_e}_{\omega_e} \\ &= \eta_t P_e. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Вывод уравнения (5.10) аналогичен.

Замечание 5.1 В этих расчетах мы упрощаем предположение о постоянной, КПД независимой от скорости, η_t . Однако КПД зависит от угловой скорости, передаточного числа и самого крутящего момента.

На Рисунке 5.1 показаны карты характеристик мощности и сил тяги для разных передач, включая потери. Кривые спроса показаны для разных значений $y = p + \lambda x^2 / gV$ следующих разделах мы более подробно $y = p + \lambda \tilde{x}_v / g$ и диаграммы, чтобы получить характеристики автомобиля.

5.1 Максимальная скорость без градиента

Для определения максимальной скорости автомобиля без какого-либо уклона дороги, мы определяем пересечение кривой мощности спроса с характеристикой полной нагрузки пятой передачи (см. верхнюю диаграмму на рисунке 5.2). Проиллюстрированный случай дает скорость v_1 . В верхней части рисунка 5.2 мы видим, что кривая спроса для $y = 0$ пересекает кривую полной нагрузки в своем максимуме. При этой настройке наибольшее значение максимальной скорости может быть достигнуто на пятой передаче, $z = 5$, P_{ws5} . На четвертой передаче, $z = 4$, P_{ws4} , транспортное средство достигает максимальной скорости v_2 ($z = 4$) $< v_1$ ($z = 5$).

Если рассмотрим максимальную скорость для градиента $p = 0,12$, становится очевидным, то есть v_3 для четвертой передачи и v_4 для пятой передачи, которая поддерживает реверс: v_4 ($z = 5$) $< v_3$ ($z = 4$).

Существуют также возможные настройки для пятой передачи, отличные от конструкции, описанной выше, в которой кривая спроса пересекает кривую полной нагрузки при максимальной мощности. Нижняя часть рисунка 5.2 указывает на две другие возможности. Для карты характеристик P_{ws1} передача i_5 больше, чем для P_{ws2} : $i_5 > i_5$. Для третьей карты характеристик, P_{ws3} , справедливо следующее: $i_5 < i_5$. Видно, что как для P_{ws1} , так и для P_{ws3} максимальные скорости v_3 и v_2 соответственно меньше, чем v_1 : $v_2 < v_1$ и $v_3 < v_1$. Сравнивая максимальные скорости для градиента с $p = 0,12$, мы видим, что максимальная скорость v_5 для P_{ws1} выше, чем v_6 для P_{ws2} : $v_5 > v_6$.

Уменьшение максимальной скорости достигает максимума для P_{ws3} и минимума для P_{ws1} :

$$v_2 - v_4 > v_1 - v_6 > v_3 - v_5. \quad (5.12)$$

Здесь вариант P_{ws3} двигателя вращается с низкой скоростью, то есть в диапазоне с более высоким КПД. Более низкая скорость и более высокий КПД (см. Рисунок 3.12) означают, что расходуется меньше топлива. Поэтому эта передача называется экономичным приводом или ускорением.

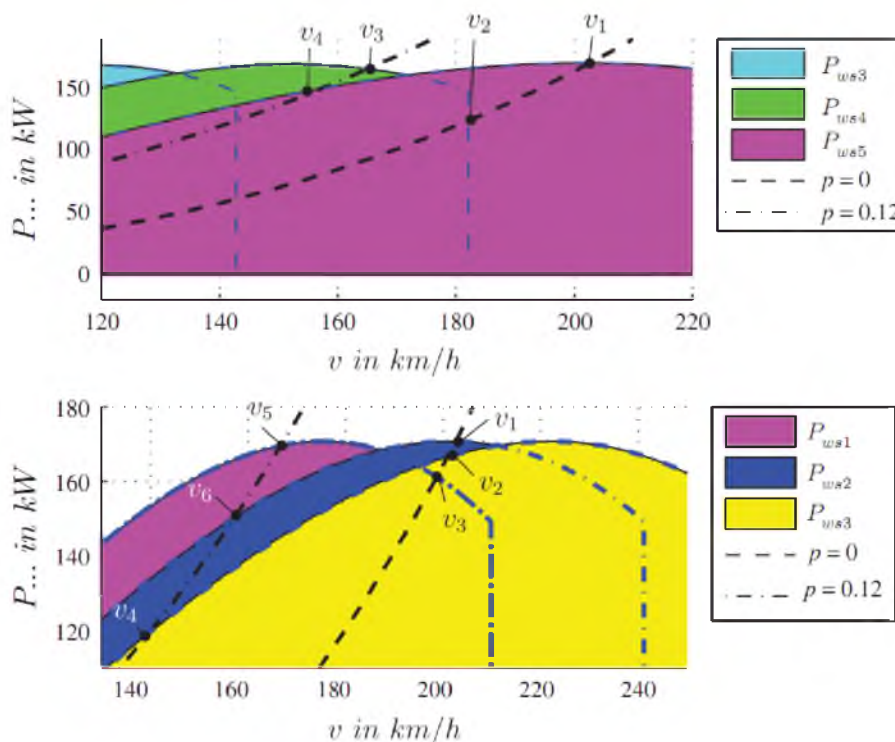


Рисунок 5.2 Определение максимальной скорости без градиента

В компоновке Pws1 двигатель вращается с более высокой скоростью при той же скорости транспортного средства. Два варианта Pws1 и Pws3 существенно различаются по запасу мощности, что можно определить по падению максимальных скоростей для градиента (см. Уравнение (5.12)).

5.2 Способность преодолевать подъёмы

Способностью преодолевать подъёмы является способность транспортного средства двигаться по дороге с определенным наклоном p . Если скорость v лежит ниже максимальной скорости, избыток мощности (разница между потребностью в движении без уклона, $p = 0$ и полной нагрузкой силовой передачи) можно использовать для ускорения или движения по наклонной дороге. Градиентное сопротивление F_g можно записать как функцию от остальных сопротивлений F_r и F_a как,

$$F_g = Z(z) - (F_r + F_a), \quad (5.13)$$

где $Z(z)$ - максимальное тяговое усилие на передаче z (на характеристической кривой полной нагрузки). Сопротивление ускорению не должно учитываться, поскольку при движении транспортного средства по склону ускорение $\ddot{x}_v = 0$ не происходит. Если заменить $F_g = pG$ и $F_r = f_r G$, то

$$p = \frac{1}{G}(Z(z) - F_a) - f_r. \quad (5.14)$$

Кривая характеристики полной нагрузки $Z(z)$ может быть заменена подводимой мощностью от силовой передачи на передаче z : P_{wsz} / v .

5.3 Разгонная характеристика двигателя

Способность к разгону можно рассматривать как подобную способности преодолевать подъёмы.

Карты характеристик спроса на рисунке показаны для параметра $y = p + \lambda \frac{\ddot{x}_v}{g}$. Чтобы получить возможность ускорения, мы должны заменить p на $\lambda \frac{\ddot{x}_v}{g}$ в уравнении (5.14). Мы получаем.

$$\ddot{x}_v = \frac{g}{\lambda_z G}((Z(z) - F_a) - G f_r). \quad (5.15)$$

Основное различие между способностью к преодолению подъема и разгонной способностью заключается в коэффициенте вращающейся массы, λ_z , который зависит от включенной передачи. Чтобы говорить о разгонной способности автомобиля, мы часто используем средние данные, такие как время, необходимое для перехода автомобиля со скорости $v_1 = 0$ км/ч до скорости $v_2 = 100$ км/ч. Чтобы вычислить это, уравнение

$$\ddot{x}_v = \frac{dv_v}{dt} \quad (5.16)$$

перегруппирован (читая dv_v и dt как дифференциал в математическом смысле)

$$\text{Интегрирование уравнения (5.17)} \quad dt = \frac{1}{\ddot{x}_v} dv_v. \quad (5.17)$$

$$\Delta t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{\ddot{x}_v} dv_v. \quad (5.18)$$

Среднее ускорение, $\bar{\ddot{x}}_v$, для этого случая будет

$$\bar{\ddot{x}}_v = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t}. \quad (5.19)$$

Расстояние перемещения во время процесса ускорения может быть рассчитано с использованием следующего соотношения:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_v &= \frac{dv_v}{dt} \\ &= \frac{dv_v}{dx_v} \frac{dx_v}{dt} \\ &= \frac{dv_v}{dx_v} v_v \end{aligned} \quad (5.20)$$

который после решения для dx_v дает

$$\Delta x_v = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v_v}{\ddot{x}_v} dv_v . \quad (5.21)$$

Из-за различных коэффициентов массы вращения на разных передачах скорость v_{optg} , для которой необходимо изменить передачу для достижения максимальной способности преодолевать подъёмы, отличается по сравнению со скоростью v_{opti} , при которой достигается максимальная способность разгона. Чтобы проиллюстрировать это, рассмотрим точку переключения с первой на вторую передачу (см. Рисунок 5.3). Когда мы рассматриваем свободное тяговое усилие $Z_f(z)$ ($Z(z)$ - максимальное тяговое усилие на кривой характеристики полной нагрузки для z -й передачи)

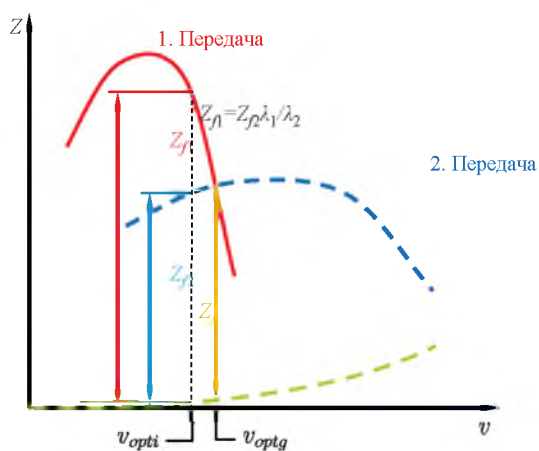
$$Z_f(z) = Z(z) - F_r - F_a \quad (5.22)$$

точка пересечения $Z(z=1)$ и $Z(z=2)$ дает оптимальную скорость, v_{optg} , для переключения на повышенную передачу с первой на вторую передачу для достижения оптимальной способности преодолевать подъёмы или для достижения максимальной буксируемой нагрузки для наклонной дороги. Однако, когда мы ищем эту скорость v_{optg} в способности ускорения, мы получаем следующее для этих двух передач ($Z^* = Z_f(z=1) = Z_f(z=2)$):

$$\ddot{x}_{1gear} = \frac{g}{\lambda_1 G} \hat{Z}_f , \quad (5.23)$$

$$\ddot{x}_{2gear} = \frac{g}{\lambda_2 G} \hat{Z}_f . \quad (5.24)$$

Поскольку $\lambda_1 > \lambda_2$, максимальное ускорение при этой скорости v_{optg} для первой передачи значительно ниже максимального ускорения для второй передачи. Скорость для оптимальной точки переключения вверх $v = v_{opti}$ для оптимального ускорения достигается, если отношение свободного сцепления



$$F_r + F_a$$

Рисунок 5.3 Свободное сцепление Zf на пересечении характеристик при полной нагрузке для первой и второй передач

для первой передачи, $Zf_1 = Zf (z = 1)$, ко второй передаче, $Zf_2 = Zf (z = 2)$, соответствует соотношению вращательных массовых факторов:

$$\frac{Z_{f1}}{Z_{f2}} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} . \quad (5.25)$$

Оптимальная скорость повышения v_{opt} , таким образом, лежит ниже оптимальной точки v_{optg} для оптимальной способности преодоления подъема: $v_{opt} < v_{optg}$.

5.4 Расход топлива

Во-первых, мы будем предполагать постоянный КПД двигателя и трансмиссии для расхода топлива, что предполагает упрощение, поскольку КПД двигателя зависит от крутящего момента и скорости, в то время как КПД трансмиссии зависит (незначительно) от этих величин. Из рисунка 3.12 мы знаем, что КПД двигателя зависит от крутящего момента (или мощности) и частоты вращения. Кроме того, КПД всего преобразователя частоты и крутящего момента (сцепления, трансмиссии и дифференциала) также зависит от скорости вращения и крутящего момента. При первом подходе к расходу топлива КПД двигателя η_e и преобразователя скорости и крутящего момента, включая дифференциал η_t , предполагается постоянным. Чтобы рассчитать расход топлива, нам нужна рабочая (или энергетическая) W_w , необходимая для движения автомобиля. Эта работа рассчитывается от мощности, P_w на колесах:

$$W_w = \int_0^T P_w dt , \quad (5.26)$$

где мощность приблизительно равна произведению $P_w \approx F_w v_v$ (скольжением пренебрегают; F_w - тяговое усилие на ведомых колесах). Если B - количество

топлива (например, в л = (дм) 3), а H_l - более низкая теплотворная способность (например, в Дж / л), мы получаем из количества топлива B энергию, равную работе W_w :

Низшая теплотворная способнс $\int_0^T F_w v_v dt = W_w = \bar{\eta}_e \bar{\eta}_t B H_l$. (5.27) а на единицу объема (или единицу массы) топлива, которое выделяется во время полного сгорания, вместе с водой, которая выделяется в газообразной форме. Низшая теплотворная способность относится к двигателям внутреннего сгорания. Она отличается от высшей теплотворной способности, H_u , теплотой испарения воды Q_v : $H_l = H_u - Q_v$. Решив уравнение (5.27) для B , получим расход топлива по отношению к пройденному расстоянию, L :

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_l} \frac{1}{L} \int_0^T F_w v_v dt . \quad (5.28)$$

При движении с постоянной скоростью v_0 (то есть $F_i = 0$ и $F_w = F_r + F_a + F_g = \text{const.}$) Получаем,

$$\frac{B}{L} = \frac{F_r + F_a + F_g}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_l} . \quad (5.29)$$

Здесь подставляется $v_0 = L/T$. и КПД двигателя и преобразователя скорости и крутящего момента велики и когда сопротивления движению F_r , F_a и F_g невелики.

Случай изменения скорости $v_v(t) = v + \Delta v(t)$ (рисунок 5.4) будет рассмотрен более подробно ниже. Здесь v - средняя скорость (по времени, а не по пройденному расстоянию)

$$\bar{v} = \frac{1}{T} \int_0^T v_v(t) dt \quad (5.30)$$

и Δv обозначает отклонение

$$\Delta v(t) = v_v(t) - v. \quad (5.31)$$

Здесь мы ограничиваемся ненаклонными дорогами, поскольку градиентное сопротивление обеспечивает компонент, независимый от скорости. С учетом расстояния езды,

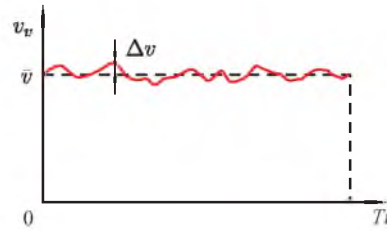


Рисунок 5.4 Пример переменной скорости

расход топлива определяется

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\eta_e \eta_{it} H_i L} \int_0^T (F_r + F_i + F_a) v_v dt. \quad (5.32)$$

Если положить $F_r = f_r G$, $F_i = \lambda \frac{G}{g} \ddot{x}_v$ and $F_a = \frac{\rho_a}{2} c_d A v_v^2$,

$$\int_0^T (F_r + F_i + F_a) v_v dt = f_r G \int_0^T v_v dt + \lambda \frac{G}{g} \int_0^T \dot{v}_v v_v dt + \frac{\rho_a}{2} c_d A \int_0^T v_v^3 dt \quad (5.33)$$

Поскольку сопротивление качению F_r играет второстепенную роль, мы пренебрегаем зависимостью f_r от скорости и предполагаем постоянный коэффициент сопротивления качению f_r . Первый член тогда

$$f_r G \underbrace{\int_0^T v_v dt}_{\bar{v} T} = f_r G \bar{v} T, \quad (5.34)$$

где $\bar{v}$ - средняя скорость. Второй член можно заменить следующим образом

$$\left(\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (v_v^2) = \dot{v}_v v_v \right):$$

$$\begin{aligned} \int_0^T \dot{v}_v v_v dt &= \int_0^T \frac{1}{2} \frac{d}{dt} (v_v^2) dt \\ &= \frac{1}{2} (v_v^2(t=T) - v_v^2(t=0)). \end{aligned} \quad (5.35)$$

Когда мы используем интеграл для расчета мощности таким образом, мы предполагаем, что энергия процесса торможения (обычно тепловая энергия в тормозных дисках) может быть полностью восстановлена. В автомобиле с обычным двигателем внутреннего сгорания это не так, но, по крайней мере, приблизительно возможно в гибридном или электрическом автомобиле с очень высоким КПД. В рассматриваемом автомобиле мы предполагаем, что начальная скорость $v_v(t=0)$ и конечная скорость $v_v(t=T)$ одинаковы, так что

$$v_v(t=0) = v_v(t=T). \quad (5.36)$$

Это не является существенным ограничением, потому что мы рассматриваем длительный период времени T (например, поездка по шоссе на 20 или 30 минут или даже дольше). Следует, что

$$\int_0^T \dot{v}_v v_v dt = 0 . \quad (5.37)$$

Для отклонения $\Delta v(t)$ выполняются два следующих уравнения:

$$\int_0^T \Delta v(t) dt = 0 , \quad (5.38)$$

Уравнение (5.38) $\int_0^T (\Delta v)^3(t) dt \ll \bar{v} \int_0^T (\Delta v)^2(t) dt . \quad (5.39)$

$$\begin{aligned} \int_0^T \Delta v(t) dt &= \int_0^T (v(t) - \bar{v}) dt \\ &= \underbrace{\int_0^T v(t) dt}_{\bar{v}T} - \underbrace{\int_0^T \bar{v} dt}_{\bar{v}T} \end{aligned} \quad (5.40)$$

$$= 0 . \quad (5.41)$$

Второе соотношение (5.39) выполняется, потому что, во-первых, отклонение скорости Δv мало по сравнению со средней скоростью $\bar{v}$, а во-вторых, потому что в интеграле от $(\Delta v)^3$ положительные и отрицательные части в некоторой степени взаимно компенсируют друг друга, тогда как в другой интеграл от $(\Delta v)^2$.

Тогда интеграл третьего члена можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \int_0^T v_v^3 dt &= \int_0^T \bar{v}^3 + 3\bar{v}^2 \Delta v + 3\bar{v}(\Delta v)^2 + (\Delta v)^3 dt \\ &= \underbrace{\int_0^T \bar{v}^3 dt}_{=T\bar{v}^3} + 3\bar{v}^2 \underbrace{\int_0^T \Delta v dt}_{=0} + 3\bar{v} \underbrace{\int_0^T (\Delta v)^2 dt}_{=\sigma_v^2 T} + \underbrace{\int_0^T (\Delta v)^3 dt}_{\ll 3\bar{v}\sigma_v^2 T} \\ &\approx T(\bar{v}^3 + 3\bar{v}\sigma_v^2) , \end{aligned} \quad (5.42)$$

где σ_v - стандартное отклонение v :

В целом, для потребления результат

$$\frac{B}{L} = \frac{1}{\bar{\eta}_e \bar{\eta}_t H_i} \left[f_r G + \frac{\rho_a}{2} c_d A \bar{v}^2 \left(1 + \frac{3\sigma_v^2}{\bar{v}^2} \right) \right]. \quad (5.44)$$

В этом случае используется
соотношение между расстоянием L ,

$$\bar{v}, \quad \sigma_v = \sqrt{\bar{T} \int_0^T (\Delta v)^2 dt} \quad (5.43)$$

скоростью и временем T :

$$\begin{aligned} L &= \int_0^T v(t) dt \\ &= \int_0^T (\bar{v} + \Delta v(t)) dt \\ &= \underbrace{\int_0^T \bar{v} dt}_{\bar{v}T} + \underbrace{\int_0^T \Delta v(t) dt}_{=0}. \end{aligned} \quad (5.45)$$

С одной стороны, мы замечаем постоянное потребление из-за сопротивления качению. С другой стороны, мы видим изменение потребления в результате скорости и аэродинамического сопротивления.

$$3 \frac{\rho_a}{2} c_d \dot{A} \sigma v^2$$

Несмотря на предполагаемое полное восстановление энергии при торможении, член из-за изменений скорости остается в уравнении. Этот член является следствием квадратичной зависимости аэродинамического сопротивления от скорости.

Наконец, перейдем к расходу на зависящий от скорости КПД двигателя. Рисунок 5.5 показывает характеристическую диаграмму дизеля из рисунка 3.12, где он уже был переведен в скорость транспортного средства v_v . Слева на схеме показана четвертая передача. График слева также показывает три точки наибольшей эффективности, которые могут быть объединены кривой наибольшей эффективности. Мы можем получить эту кривую наибольшей эффективности, рисуя горизонтальную линию для каждого значения мощности (пунктирная горизонтальная линия на левом графике на рисунке 5.5) и искать кривую постоянной эффективности (это точечные и штриховые линии) для которой горизонтальная линия постоянной мощности представляет собой касательную в максимуме кривой постоянного КПД. На графике это примерная кривая для $\eta_e = 0,36$.

Кривая наибольшего КПД также является кривой наименьшего удельного расхода топлива. Правый график сравнивает наименьшие удельные кривые расхода топлива (для двух точек) для четвертой передачи и пятой передачи друг с другом.

Если мы сравним скорость движения ($v_v \approx 25$ м/с, это показано на графике справа вертикальной пунктирной линией) для двух передач на малой мощности, P1 (нижняя горизонтальная линия), КПД на пятой передаче $\eta_e (z = 5, P1) = 0,36$, а на четвертой передаче - ниже $\eta_e (z = 4, P1) < 0,36$. Если мы рассмотрим мощность P2 (верхняя горизонтальная линия), КПД на четвертой передаче будет $\eta_e (z = 4, P2) = 0,35$, на пятой передаче он будет немного ниже $\eta_e (z = 5, P2) < 0,35$. Это означает, что существуют области характеристик скорости движения, в которых четвертая передача является более эффективной, и те, в которых пятая передача является более благоприятной.

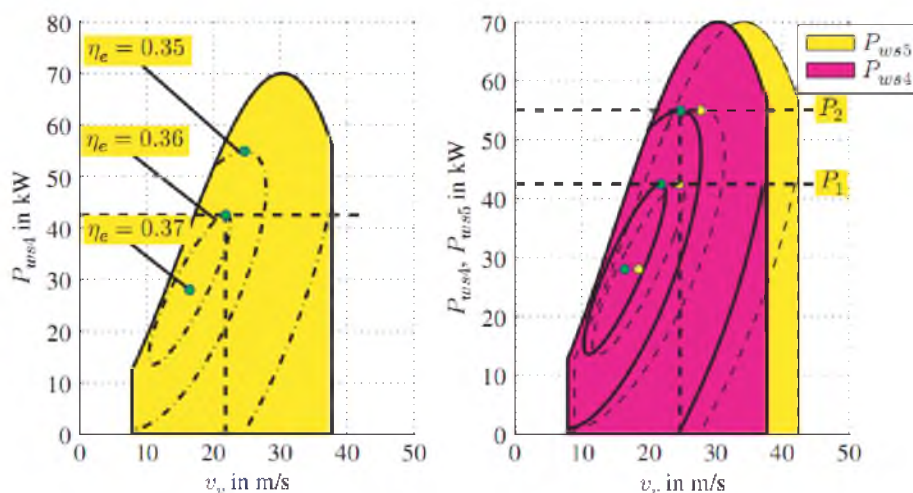


Рисунок 5.5 Точки лучшего КПД

Однако этот последний случай является исключением. В целом, выбор более высокой передачи более эффективен для расхода топлива при данной скорости и заданной мощности, чем выбор более низкой передачи.

5.5 Процедуры тестирования расхода топлива

Существует множество циклов испытаний для измерения расхода топлива и выбросов выхлопных газов, а также для сравнения различных автомобилей. Примерами могут служить NEDC (Новый европейский ездовой цикл), EPA (Агентство по охране окружающей среды, США) FTP-75 (Федеральная процедура испытаний) или SFTP (дополнительный FTPUS06, SC06, Холодный цикл) или режим 10 или режим 10–15 из Японии. Согласованные во всем мире процедуры испытаний легких транспортных средств (WLTP/ВПИМ) – это цикл испытаний, разработанный экспертами из Европейского союза, Японии и Индии для согласования различных циклов испытаний, используемых в разных странах. Эти испытания обычно выполняются на динамометрическом стенде. Дорожные нагрузки и параметры автомобиля должны быть переданы на динамометр. В этих циклах скорость движения определяется как функция времени с периодами простоя или остановки двигателя. Рисунок 5.6 показывает скорость для NEDC. В периоды ускорения и замедления скорость линейно зависит от времени, что означает, что в эти периоды ускорение является постоянным (в другие периоды ускорение равно нулю). Ускорения и замедления являются низкими, причем максимальное значение для ускорения в городской части цикла составляет: $(3,75 \text{ км/ч})/(1 \text{ с}) \approx 1,042 \text{ м/с}^2$.

Периоды холодных запусков также могут быть частью циклов, тогда как градиенты не включены. Это означает, что рекуперация энергии при отрицательном наклоне дороги не включена в тесты. Определены несколько граничных условий, таких как температура, шины и давление в них, полезная нагрузка. В некоторых старых циклах, например, NEDC, также определены точки переключения для механических коробок передач. Поскольку современные транспортные средства используют механические коробки передач с шестью передачами, фиксированные скорости переключения передач затруднены, поскольку эти точки переключения влияют на результаты. Целью циклов является сравнение разных автомобилей

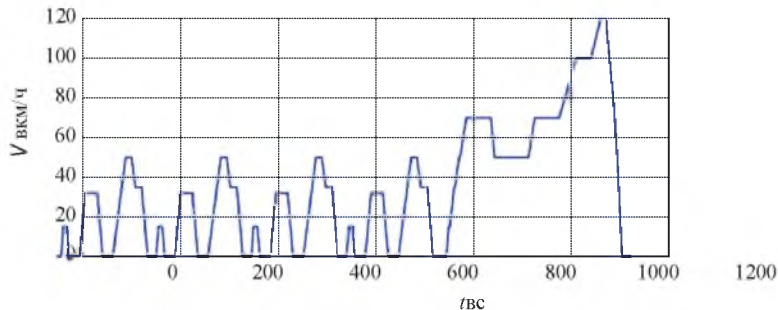


Рисунок 5.6 Зависимость скорости от времени в NEDC

Таблица 5.1 Классы автомобилей WLTP

Класс	Описание	Отношение мощности к массе P/m_{tot}
1	Автомобили малой мощности	$P/m_{tot} \leq 22 \text{ кВт/т}$
2	Автомобили средней мощности	$22 \text{ кВт/т} < P/m_{tot} \leq 34 \text{ кВт/т}$
3	Автомобили повышенной мощности	$P/m_{tot} > 34 \text{ кВт/т}$

Мощность, P , в кВт, масса m_{tot} в тоннах

в отношении расхода топлива или выхлопных газов (например, CO или NO_x). Процедуры испытаний могут отличаться в зависимости от мощности и веса транспортных средств. В WLTP, например, есть три класса (см. Таблицу 5.1) транспортных средств, отличающихся отношением мощности к весу (в кВт/т).

Для этих трех классов определены различные WLTC (тестовые циклы). Основными отличиями являются диапазоны скоростей, которые, например, для класса 3 охватывают четыре части: низкие, средние, высокие и сверхвысокие скорости.

Чтобы оценить транспортное средство по отношению к испытательному циклу, потребность в мощности или тяговом усилии этого транспортного средства по отношению к испытательным циклам может быть нанесена на график характеристик движения автомобиля. Диаграмма характеристик движения для этой цели должна быть расширена линиями эффективности. Затем различные требования могут быть оценены в отношении эффективности. Общая оценка по выбросам невозможна на простых диаграммах, потому что двигатель работает в нестационарном режиме. Рисунок 5.7 изображает мощность и тяговые силы на колесах от трансмиссии с двигателем внутреннего сгорания и пятиступенчатой коробкой передач. Также показаны точки максимальной эффективности в пяти передачах и эллиптическое приближение одной изолинии постоянной эффективности. В дополнение к информации, изображенной на предыдущих

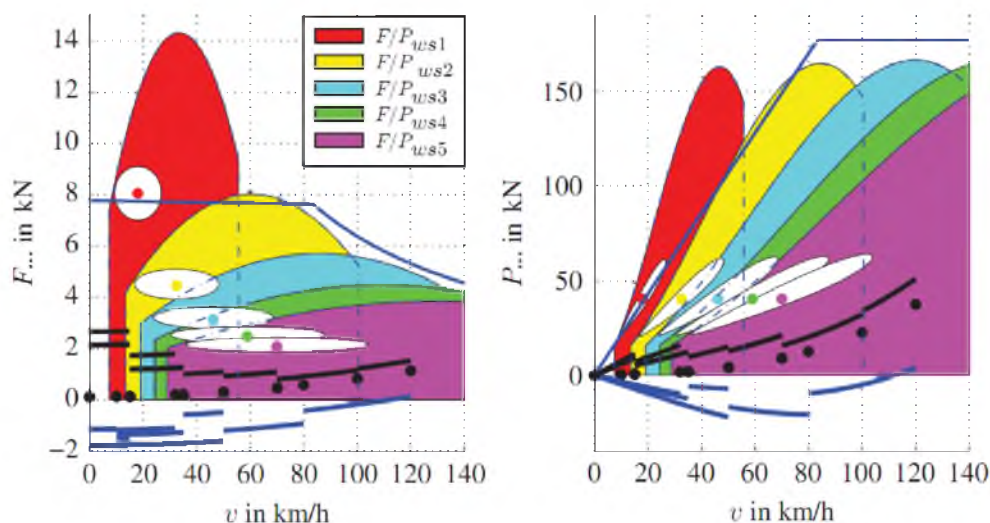


Рисунок 5.7 Мощность и тяговые силы, подаваемые трансмиссией с ДВС и потребностью в мощности у NEDC

диаграммах, этот рисунок также показывает потребность в тяговом усилии и мощности для NEDC. Помимо потребности в силе и тяговых силах, показаны и отрицательные части. Эти отрицательные части могут использоваться гибридными или электрическими автомобилями для восстановления частей кинетической энергии. Параболическая форма всех частей кривых силы является результатом основного спроса, и главным образом аэродинамических сил сопротивления. Очевидно, что потребность в мощности для NEDC очень низок, что является результатом низкого значения ускорения, и что диапазоны для хорошей эффективности не достигаются этими кривыми спроса.

5.6 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Что такое диаграмма характеристик движения?
2. Какие компоненты необходимы для определения сопротивления движения?
3. От каких переменных зависят эти компоненты?
4. Какие данные необходимы для диаграммы характеристик движения?
5. Как преобразовать характеристики двигателя в диаграмму характеристик движения?

Понимать

1. Как мы определяем точку переключения для оптимального ускорения?
2. Как вы определяете расход топлива?
3. Высшие или более низкие передачи более экономичны? Объясните отношения.
4. Почему точки переключения оптимальной способности преодолевать подъем не совпадают с точками оптимального ускорения?

Применять

1. Характеристика полной нагрузки на момент M двигателя аппроксимируется параболой:

$$M(n) = a_2 n^2 + a_1 n + a_0, \quad (5.46)$$

где $a_2 = -0.00005 \text{ Нм}/(\text{об}/\text{мин})^2$, $a_1 = 0.3 \text{ Нм}/(\text{об}/\text{мин})$, $a_0 = -50 \text{ Нм}$

Рассчитать кривую полной нагрузки для тягового усилия как функции скорости автомобиля v

$$F(v) = b_2 v^2 + b_1 v + b_0, \quad (5.47)$$

на четвертой передаче $i_4 = 1$; передаточное число дифференциала равно $i_d = 3$, радиусы ведомых колес $r_{wst} = 0,3 \text{ м}$; скольжением следует пренебречь.

Подсказка: вы должны преобразовать обороты двигателя и момент.

2. Используйте параметры из задания 1 из «Применять».

Оцените способность набора высоты на первой передаче $i_1 = 3$. Для этого вам следует пренебречь базовым спросом $F_r + F_a$ (в противном случае вычисления усложняются).

Пожалуйста, используйте $g = 10 \text{ м/с}^2$ и упрощенную формулу для градиентного сопротивления $F_g = G_r$ (значение r слишком велико для этой формулы, но вычисление очень легко использовать с этим значением). Общая масса автомобиля составляет 1200 кг.

6

Ограничения управления

В Главе 5 рассматривается вопрос определения максимальной скорости, способности преодолевать подъем и приёмистость двигателя для легковых автомобилей. Основное внимание было уделено силовым или тяговым силам. В случае $\mu > \mu_a$ невозможно применить продольную силу к дороге. Данное соотношение было зафиксировано третьим ограничением реальной трёхмерной характеристикой (стр. 37 в Главе 3). Для данного третьего ограничения в Главах 3 и 4¹ мы предполагаем, что

1. только один мост транспортного средства приводится в действие;
2. центр масс находится в середине автомобиля, что означает (G – общий вес транспортного средства):

$$F_x = G/2; \quad (6.1)$$

3. что отсутствует передача нагрузки на ось с задней оси на переднюю и наоборот;
4. нет других эффектов, которые влияют на нагрузку на колесо или ось; а также
5. можно пренебречь вертикальным и продольным движениями.

По этой причине в данной главе мы обратимся в разделе 6.1 к вертикальным силам на осях в зависимости от различных факторов. Данные вертикальные силы важны для максимальных переносимых продольных сил при торможении и ускорении транспортного средства. Кроме того, вертикальные силы влияют на максимально возможные тангенциальные силы во время поворота. Раздел 6.2 посвящен процессу торможения. В разделе 6.3 рассматривается распределение сил торможения.

Мы ограничиваем наши рассуждения движениями без колебаний в вертикальном направлении и без колебаний в движении тангажа.

6.1 Уравнения движения

При выводе уравнений движения мы предполагаем силовую схему свободного тела на Рисунке 6.1. В дополнение к силам, рассмотренным ранее, также учитывается подъемная сила воздуха, F_{az} , и момент, M_a , обусловленные аэродинамическими силами. Уравнения движения для кузова, а также для передней и задней осей приведены непосредственно на силовой схеме свободного тела.

Момент инерции двигателя, J_e , не учитывается, и это будет зависеть от ориентации оси вращения двигателя: если ось продольная, момент инерции не появляется, если ось боковая появляется момент инерции двигателя. В последнем случае инерционный момент двигателя равен $M_{ie} = J_e \ddot{\varphi}_e$, где J_e – момент инерции, а φ_e – угол вращения двигателя; знак M_{ie} зависит от направления вращения. Для автомобилей с передним расположением двигателя и ведомой задней осью инерция приводного механизма (муфта сцепления, трансмиссия, карданный вал без валов привода колёс), который вращается вокруг продольной оси, приводит к изменению нагрузки на колесо между левой и правой сторонами, но не между передней и задней осями. Следовательно, данные инерционные составляющие также не появляются в данной работе.

¹ На рисунке 5.1 мы предполагаем полноприводный автомобиль; передача нагрузки с задней на переднюю ось и наоборот игнорируется, как и другие воздействия на нагрузки на ось.

Динамика легкового автомобиля, Первое издание. Мартин Мейверк.

© 2015 John Wiley & Sons, Ltd. Опубликовано в 2015 г. John Wiley & Sons, Ltd.

Веб-сайт компании: www.wiley.com/go/mevwerk/vehicle

Для движения тангажа и маховых вертикальных движений лопастей мы рассматриваем только

устойчивые состояния, так что справедливы $\ddot{x}_v = 0$ и $\ddot{\varphi}_v = 0$.

Далее мы рассмотрим нагрузки на оси F_{z1} и F_{z2} между дорогой и передней и задней осями соответственно. Для простоты здесь предполагается, что радиусы деформированных колес и эксцентриситеты одинаковы для всех колес: $r_{wst} = r_{wst1} =$

r_{wst2} и $e_w = e_{w1} = e_{w2}$.

Сумма сил в z-направлении дает

$$0 = F_{z1} + F_{z2} - (G_{a1} + G_{a2}) \cos \alpha + F_{ax} - G_b \cos \alpha. \quad (6.2)$$

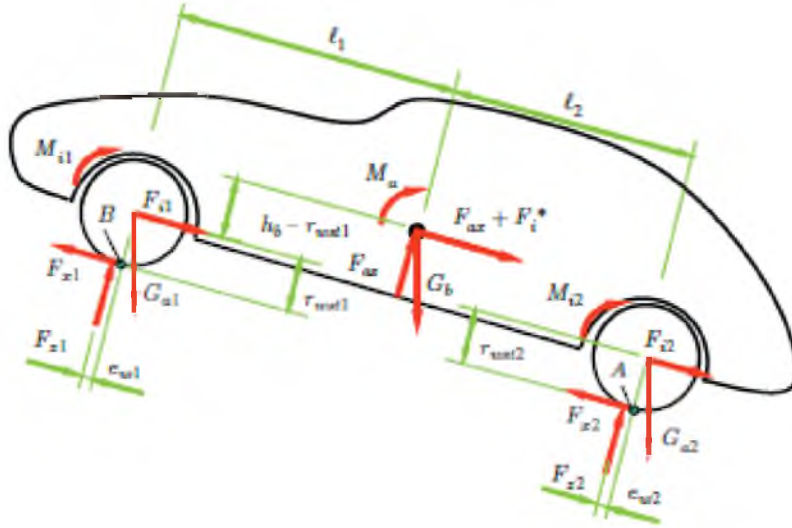


Рисунок 6.1. Силевая схема свободного тела

Равновесные состояния для сил в x-направлении (сила $F_i^* = m_b \ddot{x}_v$ - инерционная сила Даламбера, а не сопротивление ускорению тела от (3.8)):

$$F_i^* + F_{i1} + F_{i2} = F_{x1} + F_{x2} - (G_{a1} + G_{a2} + G_b) \sin \alpha - F_{ax}. \quad (6.3)$$

Сумма моментов относительно точки А на задних шинах (см. Рис. 6.1) ($\ell = \ell_1 + \ell_2$) равна

$$\begin{aligned} 0 = & F_{z1}(e_w + \ell) + F_{z2}e_w \\ & + (F_{i1} + F_{i2})r_{wst} + (G_{a1} + G_{a2})r_{wst} \sin \alpha \\ & - G_{a1}\ell \cos \alpha + M_{i1} + M_{i2} - G_b\ell_2 \cos \alpha \\ & + (F_{ax} + F_i^*)h_b + F_{ax}\ell_2 + M_a + G_bh_b \sin \alpha + M_{ie}. \end{aligned} \quad (6.4)$$

Инерционные силы переписываются с помощью ускорения $\ddot{x}_v$ и угловых ускорений $\ddot{\varphi}_{a1}$ и $\ddot{\varphi}_{a2}$, где мы выбираем вес, деленный на ускорение силы тяжести, а не массы в качестве параметра. Общий результат –

$$\begin{aligned} F_{z1}\ell = & (G_{a1}\ell + G_b\ell_2) \cos \alpha - ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_bh_b) \sin \alpha \\ & - F_{ax}h_b - F_{ax}\ell_2 - M_a - ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_bh_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} \\ & - (J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}) - M_{ie} \\ & - F_{\tau}r_{wst}. \end{aligned} \quad (6.5)$$

Здесь вращающиеся инерционные составляющие для колес были заменены соответствующими выражениями $J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1}$ и $J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}$

Если мы сформируем сумму моментов относительно точки В (Рис. 6.1), мы получим нагрузку на ось для задней оси:

$$\begin{aligned}
F_{z2}\ell = & (G_{a2}\ell + G_b\ell_1) \cos \alpha + ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \sin \alpha \\
& + F_{ax} h_b - F_{az} \ell_1 + M_a + M_{ie} \\
& + ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} + (J_{a1}\ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2}\ddot{\varphi}_{a2}) \\
& + F_r r_{wst} .
\end{aligned} \tag{6.6}$$

Отдельные слагаемые можно разделить на четыре группы, в которых мы не рассматриваем пренебрежимо малое сопротивление качению, $F_r r_{wst}$, подробно.

1. **Статические части:** Основная часть статических частей обусловлена весом, G_b , кузова.

При $\alpha = 0$ распределение полного веса $G = G_b + G_{a1} + G_{a2}$ зависит от положения центра масс. Для нагрузки на переднюю ось, F_{z1} , при $\alpha = 0$ получаем

$$F_{z1 \text{ stat}} = G_{a1} + \frac{\ell_2}{\ell} G_b , \tag{6.7}$$

и для нагрузки на заднюю ось, F_{z2} ,

$$F_{z2 \text{ stat}} = G_{a2} + \frac{\ell_1}{\ell} G_b . \tag{6.8}$$

Когда автомобиль находится на наклонной дороге $\alpha_g > 0$, нагрузка на переднюю ось уменьшается, а нагрузка на заднюю ось увеличивается. Далее мы оценим, насколько большим должен быть угол α_g , чтобы нагрузка на переднюю ось F_{z1} просто не была равна нулю. В связи с этим, мы пренебрегаем весом осей G_{a1} и G_{a2} и получаем из

$$0 = G_b \ell_2 \cos \alpha_g - G_b h_b \sin \alpha_g . \tag{6.9}$$

тангенс предельного угла:

$$\tan \alpha_g = \frac{\ell_2}{h_b} . \tag{6.10}$$

В данном предельном случае направление силы веса, G_b , проходит прямо через точку А. Видно, что на практике данный предельный случай не имеет значения, поскольку в общем случае применяется $\ell_2 > h_b$, из которого будет следовать $\alpha > 45^\circ$. Однако снижение нагрузки на переднюю ось играет роль, когда мы смотрим на тяговые силы на передних колесах. Если передние колеса приводятся в движение, уменьшение нагрузки на переднюю ось приводит к уменьшению передаваемых тангенциальных сил. С ведомой задней осью передаваемая тангенциальная сила увеличивается из-за более высоких вертикально направленных сил.

2. **Силы от давления воздуха:** Общие аэродинамические подъемные силы, F_{az} , и аэродинамический крутящий момент, M_a , могут быть представлены двумя силами F_{az1} и F_{az2} , действующими на переднюю и заднюю оси соответственно. Нагрузки на ось из-за этих сил могут быть записаны как:

$$F_{z1 \text{ aero}} = -F_{ax} \frac{h_{pp}}{\ell} - F_{az1} , \tag{6.11}$$

$$F_{z2 \text{ aero}} = F_{ax} \frac{h_{pp}}{\ell} - F_{az2} . \tag{6.12}$$

Здесь h_{pp} – расстояние между центром давления S_{pp} и дорогой.

Подъемные силы F_{az1} и F_{az2} можно рассчитать аналогично силам аэродинамического сопротивления, используя коэффициенты подъемной силы c_{l1} и c_{l2} :

$$F_{az1} = c_{l1} \frac{\rho}{2} A v_v^2, \quad (6.13)$$

$$F_{az2} = c_{l2} \frac{\rho}{2} A v_v^2. \quad (6.14)$$

Примерные значения, приведенные для коэффициентов подъемной силы, основаны на историческом развитии BMW 3-й серии на Рис. 6.2 и для Porsche 911 на Рис. 6.3.

Большой коэффициент подъемной силы на задней оси оказывает дестабилизирующее влияние на манеру вождения. Силы аэродинамического сопротивления уменьшают нагрузку на переднюю ось и увеличивают

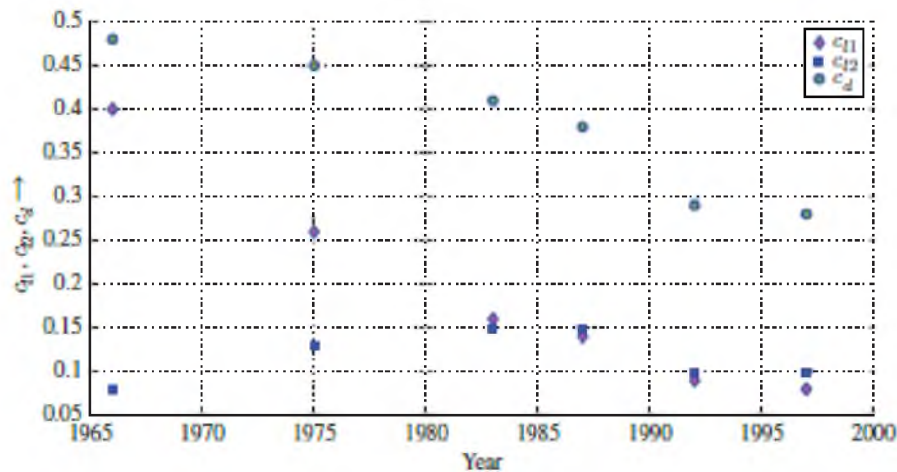


Рисунок 6.2. Коэффициенты подъемной силы BMW 3 серии (данные Браес, 1998 г.)

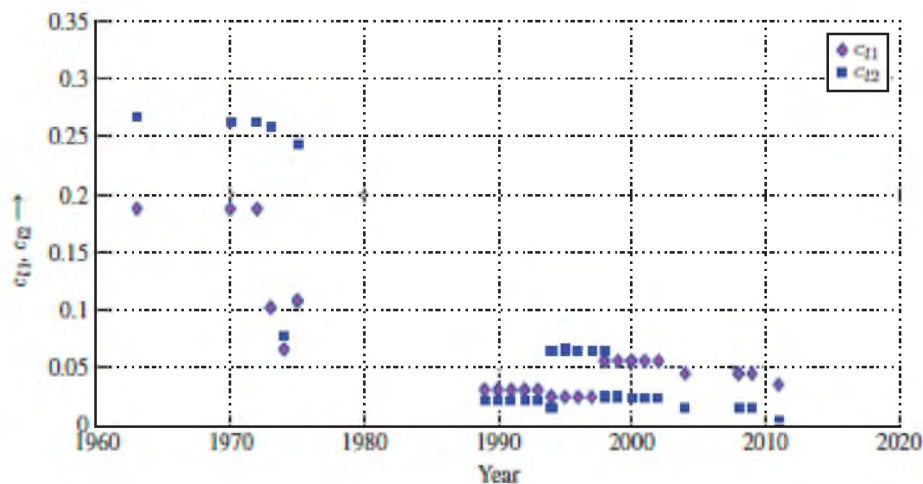


Рисунок 6.3. Коэффициенты подъемной силы Porsche 911 (данные Харрер и соавторов, 2013 г.)

нагрузку на заднюю ось, тогда как аэродинамическая подъемная сила уменьшает нагрузку на обе оси в обычных легковых автомобилях (однако, это не относится к гоночным автомобилям, например).

3. **Динамические части:** мы суммируем динамические компоненты и получаем

$$G h_{cm} = (G_{a1} + G_{a2}) r_{wst} + G_b h_b, \quad (6.15)$$

где G – общий вес всего транспортного средства, а h_{cm} – расстояние центра масс всего транспортного средства от проезжей части. Пренебрегая скольжением и устанавливая $R_{w0} = r_{wst}$ в определении скольжения, получим

$$\begin{aligned}
& ((G_{a1} + G_{a2})r_{wst} + G_b h_b) \frac{\ddot{x}_v}{g} \\
& + (J_{a1} \ddot{\varphi}_{a1} + J_{a2} \ddot{\varphi}_{a2}) = \left(\frac{G h_{cm}}{g} + \frac{J_{a1}}{r_{wst}} + \frac{J_{a2}}{r_{wst}} \right) \ddot{x}_v \\
& = G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}, \quad (6.16)
\end{aligned}$$

где

$$\lambda^* = 1 + \frac{1}{mr_{wst}^2} (J_{a1} + J_{a2}). \quad (6.17)$$

Однако это соотношение подходит для двигателя с осью вращения в продольном направлении транспортного средства. Если данная ось вращения находится в боковом направлении, составляющая должна быть расширена. Предполагая, что направление вращения двигателя равно направлению вращения колес, получаем

$$\lambda^* = 1 + \frac{1}{mr_{wst}^2} (J_{a1} + J_{a2} + i_d^2 i_g^2 J_e). \quad (6.18)$$

Знак последней составляющей должен быть отрицательным, если двигатель вращается в противоположном направлении.

Во время ускорения инерционные силы уменьшают вертикально направленные силы на передней оси и увеличивают их на задней оси, тогда как во время торможения возникает противоположный эффект. Это означает, что в автомобиле с передним приводом максимальная сила тяги уменьшается с увеличением ускорения, поскольку сила тяги ограничена коэффициентом сцепления μ_a .

В целом, для динамической части нагрузки на ось справедливо следующее:

$$F_{z1 \text{ dyn}} = -G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}, \quad (6.19)$$

$$F_{z2 \text{ dyn}} = G(h_{cm} + (\lambda^* - 1)r_{wst}) \frac{\ddot{x}_v}{g}. \quad (6.20)$$

Помимо сил сопротивления качению, можно отметить, что нагрузки на переднюю ось уменьшаются, когда транспортное средство движется с уклоном, во время ускорения и благодаря силам от давления воздуха. На Рисунке 6.4 (средняя диаграмма) изображены три основных компонента нагрузки на ось: статический, аэродинамический и динамический компоненты. Для расчета динамических компонентов мы предполагаем, что транспортное средство ускоряется на максимуме, то есть транспортное средство ускоряется с приемистостью двигателя.

Максимальное ускорение транспортного средства определяется не только мощностью, но и коэффициентом сцепления, μ_a , и нагрузкой на ось ведомой оси. Поскольку нагрузки на ось меняются во время ускорения, не каждое ускорение, которое теоретически может быть достигнуто при пределе приемистости двигателя, переносится на транспортное средство.

Верхний график на Рисунке 6.4 показывает динамические нагрузки на оси. Мы можем видеть, как нагрузки на оси для передней и задней осей сближаются друг с другом с увеличением скорости из-за связанного с этим снижения ускорения. Общая нагрузка на колесо уменьшается из-за

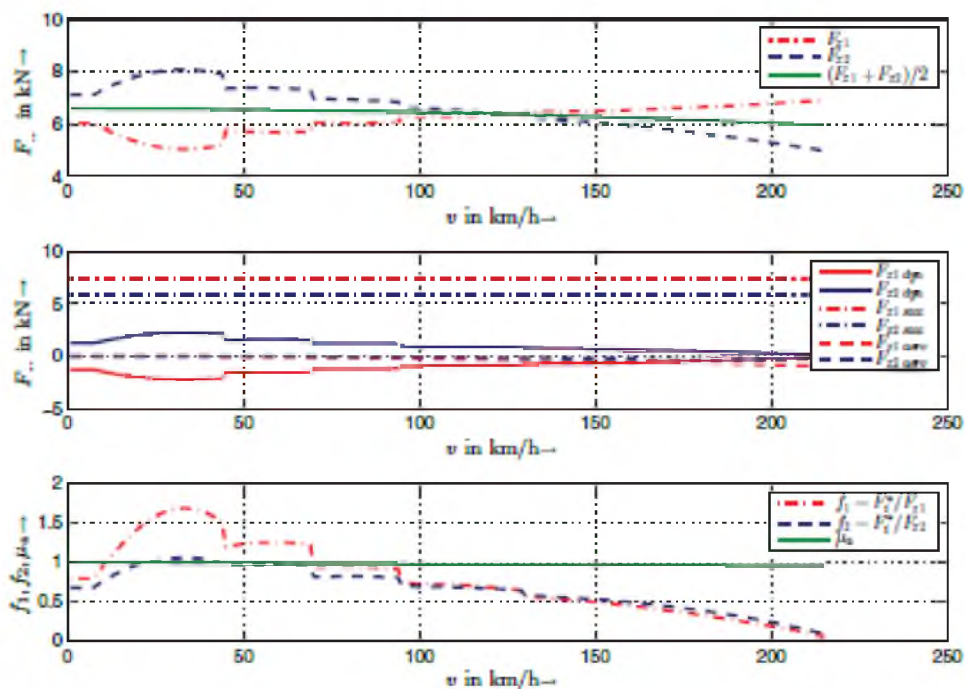


Рисунок 6.4 Компоненты нагрузки на ось

аэродинамических подъемных сил. В данном примере силы, возникающие из-за имеющегося ускорения, то есть инерционная сила д'Аламбера $F_z^* = m_b \ddot{x}_v$, показывает, что предел сцепления на первой и второй передаче запрещает огромные теоретически достижимые ускорения. Это видно при сравнении коэффициента продольной силы $f_1 = F_x^*/F_{z1}$ с пределом сцепления μ_a . На третьей передаче коэффициент продольной силы $f_1 = F_x^*/F_{z1}$ для передней ведомой оси близок к пределу сцепления μ_a , тогда как $f_2 = F_x^*/F_{z2}$ для задней ведомой оси значительно ниже предела сцепления.

6.2. Процесс торможения

Далее мы переходим к процессу торможения. Он разделен на различные временные сегменты следующим образом.

Время реакции: Время от первого появления препятствия до начала нарастания усилия торможения на педали (давящее усилие стопы, F_{foot}), этот период называется временем реакции, t_r . Эта фаза включает в себя восприятие (что-то на дороге.), распознавание (это ребенок.) и время принятия решения (лучше затормозить, чем повернуть направо.), а также время, необходимое для перемещения ноги с педали газа на педаль тормоза. На Рисунке 6.5 длина этой фазы равна $t_r = 0,9$ сек.

Время нарастания давящего усилия на педаль: по истечении времени t_r давящее усилие стопы, F_{foot} , возрастает. Время создания максимальной тормозной силы называется временем нарастания давящего усилия, t_{fb} . На Рисунке 6.5 длина этой фазы равна $t_{fb} = 0,8$ сек.

Однако замедление транспортного средства начинается после истечения времени $t_r + t_t$ (t_t : время передачи)

Время передачи: время передачи, t_t – это время, за которое должны быть преодолены допуски в соединениях и подшипниках. На Рисунке 6.5 длина этой фазы равна $t_t = 0,2$ сек.

Время нарастания до максимального давления: время, прошедшее с начала торможения до максимального торможения, называется временем нарастания до максимального давления, t_b , или времени нарастания давящего усилия. Оно больше, чем t_{fb} . На Рисунке 6.5 длина фазы равна $t_b = 0,8$ сек.

Примечание 6.1 Типовое значение $t_r + t_t$ составляет 0,6 сек., когда перед водителем появляется препятствие, и 0,9 сек., когда водителю приходится поворачивать голову, чтобы обнаружить препятствие. Время, которое проходит, пока транспортное средство не остановится полностью, называется общим временем торможения, t_s . Общий путь торможения, S_{tot} , состоит из трех частей, а именно: расстояние, проходимое автомобилем за время реакции водителя (или дистанция,

проходимая автомобилем за время реакции водителя), s_1 , расстояние срабатывания тормоза, s_2 , и путь физического торможения, s_3 (см. Рис. 6.5, нижний график).

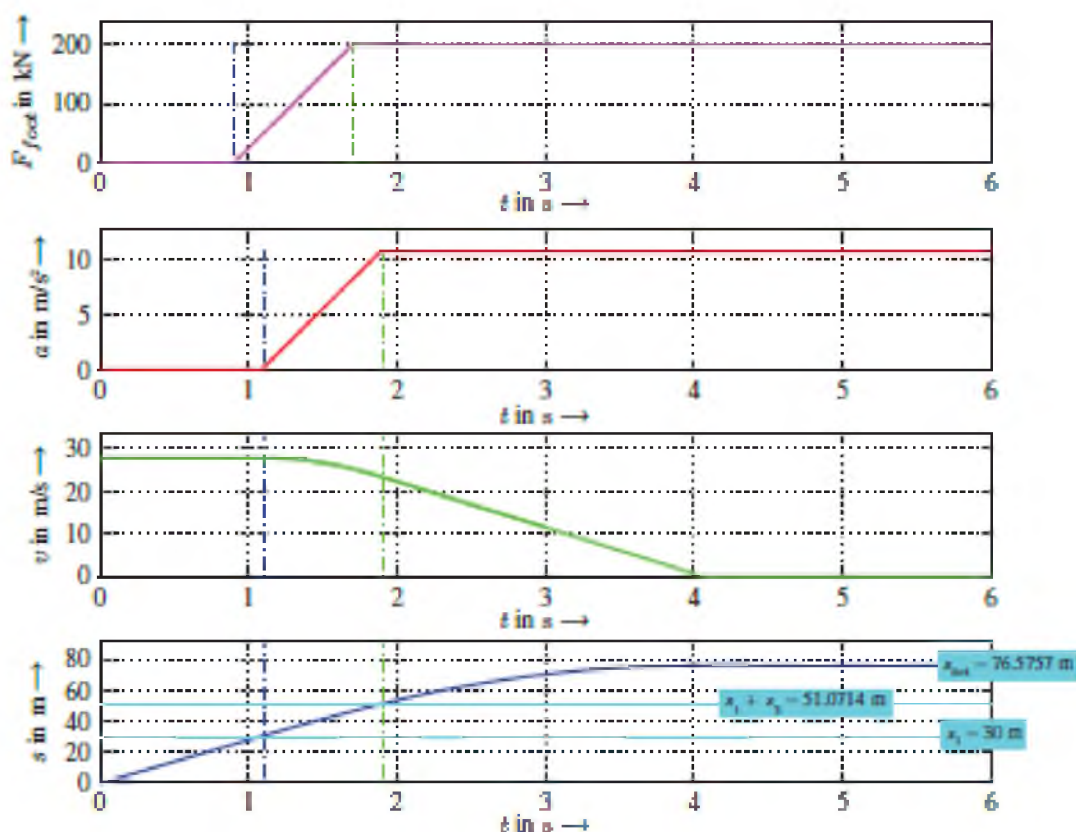


Рисунок 6.5 Давящее усилие ноги, ускорение, скорость и расстояние во время процесса торможения

Примечание 6.2 В современных тормозных системах некоторые из этих временных отрезков могут быть в определенной степени сокращены, например, время нарастания давящего усилия на педаль, t_{fb} , или время передачи, t_t . Системы экстренного торможения способны предугадать желание водителя затормозить полностью и, следовательно, могут уменьшить тормозной путь. Данные системы обнаруживают внезапное перемещение стопы с педали газа на педаль тормоза и рассчитывают требуемое торможение, а затем создают максимальное тормозное давление независимо от силы нажатия педали. Кроме того, на время реакции водителя могут положительно влиять предупреждающие сигналы на панели приборов на лобовом стекле. В результате время повышения давления срабатывания и длительность срабатывания сокращаются.

Далее мы выводим уравнение для общего пути торможения, S_{tot} .

Замедление во временном интервале $t_r + t_t$ равно нулю, поэтому скорость постоянна. Мы сразу получаем расстояние s_1 (где v_i - начальная скорость):

$$s_1 = v_i(t_r + t_t) . \quad (6.21)$$

Мы предполагаем линейную зависимость для замедления до максимального значения $\ddot{x}_f$ в течение времени нарастания давящего усилия, t_b :

$$\ddot{x} = \frac{\ddot{x}_f}{t_b} t . \quad (6.22)$$

Отсюда мы получаем скорость в течение периода нарастания давящего усилия

$$\begin{aligned} v(t) &= v_i + \int_0^t \frac{\ddot{x}_f}{t_b} t \, dt \\ &= v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2t_b} t^2 . \end{aligned} \quad (6.23)$$

Дальнейшее интегрирование дает расстояние

$$\begin{aligned}
s_2 &= \int_0^{t_b} v(t) dt \\
&= v_i t_b + \frac{\ddot{x}_f}{6} t_b^2 .
\end{aligned} \tag{6.24}$$

Обратите внимание на отрицательное значение $\ddot{x}_f$. В данный момент мы предполагаем, что транспортное средство не останавливается в течение периода повышения давящего усилия (в противном случае уравнение придется изменить, поскольку верхний предел интегрирования меньше t_b). Это предположение означает, что скорость в конце периода повышения давящего усилия больше нуля. Из уравнения (6.23) получаем

$$0 < v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b . \tag{6.25}$$

Разделив это уравнение на $\ddot{x}_f < 0$, получим

$$0 > \frac{v_i}{\ddot{x}_f} + \frac{t_b}{2} . \tag{6.26}$$

Зависимость скорости и времени в течение времени полного торможения определяется выражением

$$\begin{aligned}
v &= v_2 + \ddot{x}_f \int_0^t dt \\
&= v_2 + \ddot{x}_f t .
\end{aligned} \tag{6.27}$$

Здесь v_2 - скорость в начале фазы полного торможения:

$$v_2 = v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b . \tag{6.28}$$

Собрав их вместе, мы получим скорость после фазы полного торможения, которая должна быть равна нулю:

$$\begin{aligned}
v &= v_i + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_b + \ddot{x}_f t_f \\
&= 0 .
\end{aligned} \tag{6.29}$$

Решение уравнения (6.29) для времени t_f дает

$$t_f = -\frac{v_i}{\ddot{x}_f} - \frac{t_b}{2} . \tag{6.30}$$

Поскольку условие (6.26) выполнено, время положительно: $t_f > 0$. Расстояние s_3 равно

$$\begin{aligned}
s_3 &= \int_0^{t_f} v dt \\
&= \int_0^{t_f} (v_2 + \ddot{x}_f t) dt \\
&= v_2 t_f + \frac{\ddot{x}_f}{2} t_f^2 \\
&= -\frac{v_i^2}{2\ddot{x}_f} - \frac{v_i t_b}{2} - \frac{\ddot{x}_f t_b^2}{8} .
\end{aligned} \tag{6.31}$$

Общий путь торможения (или тормозной путь), S_{tot} , определяется суммой уравнений (6.21), (6.24) и (6.31),

$$s_{tot} = s_1 + s_2 + s_3 = v_i \left(t_r + t_i + \frac{t_b}{2} \right) - \frac{v_i^2}{2\bar{x}_f} + \frac{\bar{x}_f}{24} t_b^2. \quad (6.32)$$

Данное уравнение показывает факторы, которые влияют на тормозной путь. Некоторые системы в транспортных средствах разрабатываются с целью уменьшения S_{tot} . Некоторые из них можно увидеть на Рисунке 6.6.

- Чтобы сократить время реакции, системы могут помочь улучшить восприятие, распознавание и принятие решений водителем. Некоторые такие системы показаны на Рисунке 6.6:

например, системы передачи сигналов инфракрасным излучением или виражные фары помогают водителю распознавать препятствия раньше. Приборные панели на ветровом стекле могут направить внимание водителя на определенные, критические ситуации и, следовательно, сократить время для восприятия, распознавания или даже принятия решений.

- Время для передачи и создания полного давящего усилия может быть сокращено с помощью электрических систем, таких как электрогидравлический тормоз (EHB), представленный Daimler, или электронный тормоз с клиновым разжимом, анонсированный Siemens VDO (но еще не реализованный на практике). Электронные системы могут, с одной стороны, сократить вышеупомянутое время, а с другой - их можно использовать для усиления тормозного сигнала водителя. Последняя функциональность является системой экстренного торможения.

- В последней группе систем можно повлиять на максимальное замедление, $\bar{x}_f$. В системах экстренного торможения внезапное перемещение ноги водителя с педали газа на педаль тормоза рассматривается как индикатор того, что ситуация требует экстренного торможения. В данном случае система экстренного торможения усиливает вмешательство водителя и увеличивает тормозное давление до максимума, пока антиблокировочная система тормозов (ABS) не ограничит давление в тормозных цилиндрах. Данные системы были введены, потому что водители, которые не имеют достаточного опыта, не в полной мере используют возможности тормозных систем (включая включение ABS). Следовательно, значительная часть тормозной способности не используется. В этом отношении система экстренного торможения помогает уменьшить тормозной путь.

Второе средство повышения способности замедления заключается в улучшении коэффициента сцепления. Это может быть достигнуто путем улучшения характеристик шин. Если мы рассмотрим средние возможности замедления шин на Рисунках 2.11 и 2.12, очевидно, что существуют различия в величине приблизительно 10%.

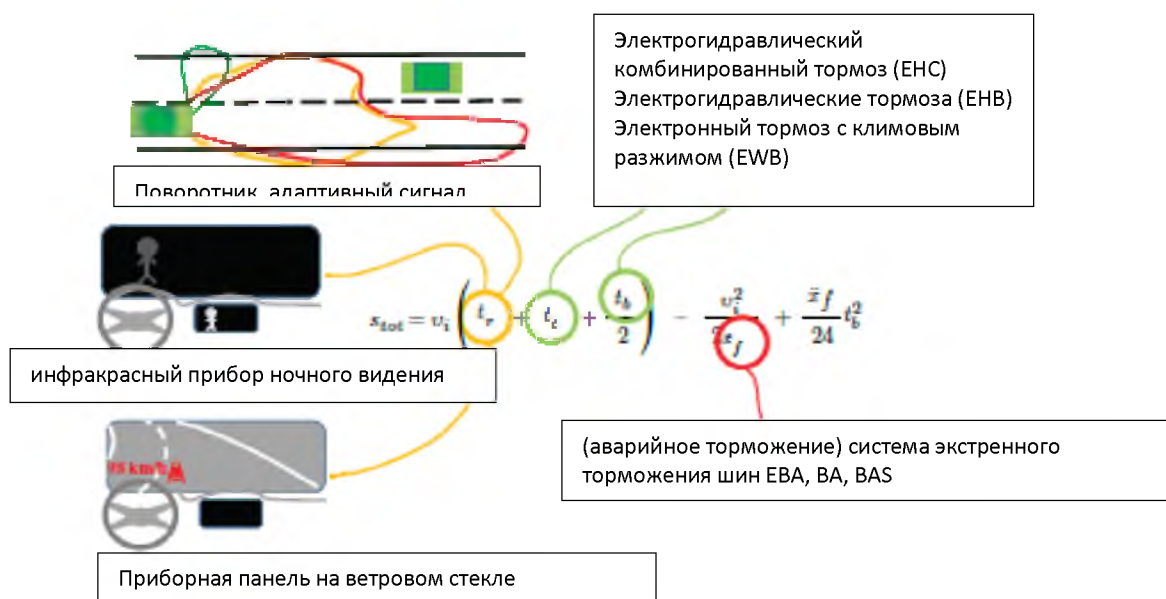


Рисунок 6.6 Факторы, влияющие на общий путь торможения

6.3 Степень торможения

Рассматривая замедление транспортного средства, мы сначала обращаемся к Рисунку 6.1. Когда транспортное средство находится на дороге без какого-либо наклона, пренебрегая сопротивлением качению, сопротивлением воздуха и инерцией вращения, мы получаем равновесие сил в продольном направлении транспортного средства:

$$F_{x1} + F_{x2} = m_{tot} \ddot{x}_v . \quad (6.33)$$

Примечание 6.3 Пренебрежение инерцией вращения не вызывает каких-либо серьезных ошибок, поскольку значительная часть тормозной силы требуется для замедления поступательной инерции, когда муфта сцепления не включена. Силы от давления воздуха поддерживают процесс торможения. Пренебрегаются сопротивления качению, потому что они малы по сравнению с силами торможения.

Продольные силы, F_{xi} , и ускорение, $a = \ddot{x}_v$, отрицательны при торможении. Чтобы избежать отрицательных знаков, вводятся положительные тормозные силы $B_1 = -F_{x1}$, $B_2 = -F_{x2}$ и положительное замедление или коэффициент торможения $Z = -a/g$. С этим мы получаем ($G = m_{tot}g$):

$$B_1 + B_2 = GZ . \quad (6.34)$$

Результаты деления B_1/F_{z1} и B_2/F_{z2} дают коэффициент продольной силы, μ (см. Диаграмму на Рисунке 6.7).

Максимальная тангенциальная сила достигается для коэффициента сцепления, μ_a . Если коэффициенты B_1/F_{z1} и B_2/F_{z2} одновременно становятся μ_a , максимальный коэффициент торможения Z_{max} транспортного средства ($G = F_{z1} + F_{z2}$) может быть получен из

$$\begin{aligned} \mu_a \underbrace{(F_{z1} + F_{z2})}_{=G} &= B_1 + B_2 \\ &= GZ_{max} . \end{aligned} \quad (6.35)$$



Рисунок 6.7 Коэффициент продольной силы шины, μ , как функция скольжения S

Следовательно, максимальный коэффициент торможения составляет:

$$Z_{max} = \mu_a . \quad (6.36)$$

Максимальный коэффициент торможения Z_{max} равен значению коэффициента сцепления, μ_a . В большинстве случаев оно будет ниже данного значения, как мы увидим в дальнейшем. Чтобы получить отношение тормозной силы, B_j , к нагрузке на колесо F_{zj} ($j = 1$ или $j = 2$), посмотрим на коэффициент продольной силы, который мы обозначим через f_1 и f_2 :

$$\frac{B_1}{F_{z1}} = f_1 \leq \mu_a , \quad (6.37)$$

$$\frac{B_2}{F_{z2}} = f_2 \leq \mu_a . \quad (6.38)$$

Требуемый максимальный коэффициент торможения, $Z_{\max}$, и, следовательно, самый короткий путь торможения, могут быть достигнуты, если ни колеса на передней оси, ни на задней оси не блокируются (за исключением случая, когда оба одновременно достигают μ_a). Это приводит к условию, при котором коэффициенты продольной силы f_1 и f_2 на передней и задней осях соответственно должны быть равными, а в случае максимального коэффициента торможения $Z_{\max}$, равными μ_a :

$$f_1 = f_2 (= \mu_a \text{ for } Z_{\max}) \quad (6.39)$$

$$\Rightarrow \frac{B_1}{F_{z1}} = \frac{B_2}{F_{z2}} \quad (6.40)$$

$$\Rightarrow \frac{B_1}{B_2} = \frac{F_{z1}}{F_{z2}}. \quad (6.41)$$

Это соотношение тормозных сил будет называться идеальным распределением тормозных сил.

Соотношение тормозных сил имеет важное значение, поскольку в автомобиле обычно доступна только одна педаль тормоза, но для идеального распределения тормозной силы требуются индивидуальные тормозные силы для передней и задней осей. Требуемая тормозная сила передается с помощью педали на соответствующие пути передачи (обычно это гидравлическая система) тормозной системы на передней и задней осях. Здесь, с одной стороны, распределение между передней и задней осями имеет решающее значение для достижения хороших тормозных характеристик и, с другой стороны, для предотвращения блокировки колес. Если на переднюю ось действует слишком большая тормозная сила, и колеса проскальзывают, это означает, что боковые силы не могут передаваться и что больше транспортное средство не может управляться; поэтому оно движется по прямой линии. Блокировка задних колес приводит к потере боковых сил, что приводит к неустойчивости: при небольшом боковом возмущении автомобиль поворачивает в продольном направлении. При идеальном распределении тормозной силы отсутствует преждевременная блокировка оси (или все четыре колеса блокируются одновременно), поэтому достигается максимально возможное замедление.

Из-за гидравлической трансмиссии от ножного привода есть немного возможностей влиять на распределение. Гидравлическое давление можно разделить на постоянное соотношение для задних и передних тормозов или в системе может присутствовать ограничитель давления, который предотвращает дальнейшее повышение тормозного давления для управления задней осью. В идеальном распределении тормозной силы отношение тормозных сил, B_1/B_2 , не является постоянным, поскольку отношение нагрузок на колеса снова зависит от замедления. Теперь мы выводим идеальное распределение тормозной силы; для этого мы используем только упрощенные уравнения для нагрузки на колесо. Из Рисунка 6.8 следует, что (здесь мы опускаем индекс cm , на Рисунке 6.8 и далее, таким образом, $h_{cm} = h$)

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{\ell_2 G}{\ell} + \frac{GZh}{\ell} \\ &= \frac{G}{\ell} (\ell_2 + Zh), \end{aligned} \quad (6.42)$$

$$\begin{aligned} F_{z2} &= \frac{\ell_1 G}{\ell} - \frac{GZh}{\ell} \\ &= \frac{G}{\ell} (\ell_1 - Zh). \end{aligned} \quad (6.43)$$

Это приводит к следующему соотношению тормозных сил:

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{\ell_2 + Zh}{\ell_1 - Zh}. \quad (6.44)$$

Вместе с

$$B_1 + B_2 = GZ \quad (6.45)$$

у нас есть два уравнения (6.44) и (6.45), которые могут быть решены для двух переменных B_1 и B_2 :

$$B_1 = \frac{\ell_2 + Zh}{\ell} GZ, \quad (6.46)$$

$$B_2 = \frac{\ell_1 - Zh}{\ell} GZ. \quad (6.47)$$

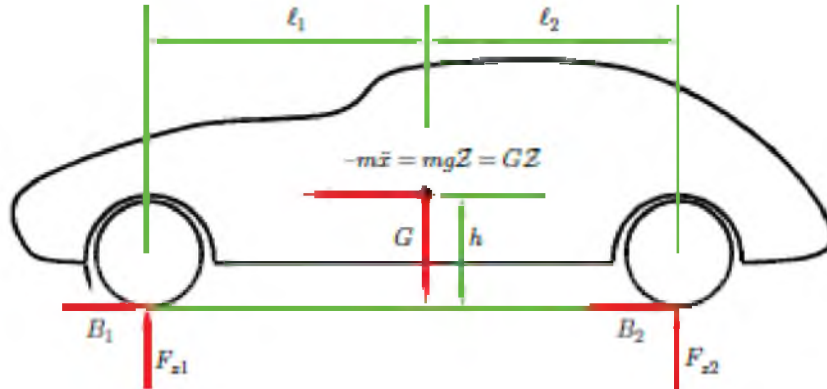


Рисунок 6.8 Динамическая нагрузка на колесо при торможении

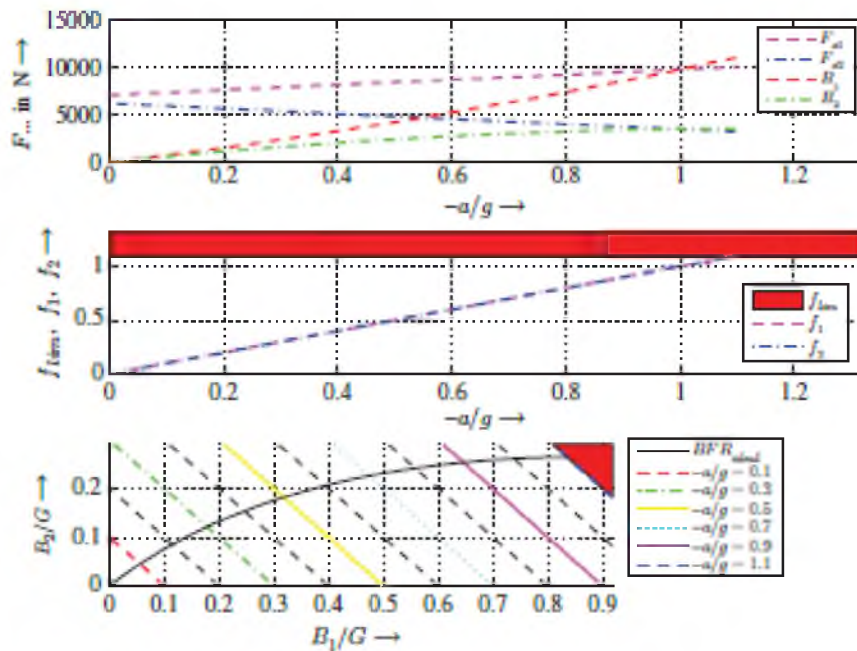


Рисунок 6.9 Идеальное распределение тормозной силы

Видно, что это соотношение не является постоянным, а зависит от замедления. На графике в верхней части Рисунка 6.9 нагрузка на колесо, F_{zi} , и идеальные тормозные силы, B_i ($i = 1, 2$), приведены в зависимости от коэффициента торможения, $Z = -a/g$. Очень хорошо видеть устойчивый рост угла наклона тормозной силы на передней оси и уменьшение угла наклона тормозной силы на задней оси. При более сильном торможении тормозная сила на задней оси уменьшается из-за динамического снижения нагрузки на колесо.

Средний график представляет собой график коэффициентов продольной силы f_1 и f_2 для обеих осей в зависимости от коэффициента торможения $Z = -a/g$. Дополнительно показан максимальный коэффициент продольной силы $f_{lim} = \mu_a = 1,1$. Здесь идеальная динамика очевидна, поскольку максимальный коэффициент торможения, Z , достигается для любых заданных коэффициентов продольной силы. На графике внизу показаны данные соотношения B_1/G и B_2/G . Это представление распространено в литературе. Черная линия - это идеальное соотношение тормозной силы.

Для реализации в транспортном средстве фиксированное соотношение тормозных сил выводится из вышеуказанных конструктивных ограничений. Далее мы рассмотрим различные коэффициенты фиксированной тормозной силы, а также их преимущества и недостатки.

Во-первых, конструкция, основанная на статических нагрузках на колесо, может быть реализована при замедлении $Z = 0$. Тогда мы имеем

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{F_{z1stat}}{F_{z2stat}} . \quad (6.48)$$

Решая уравнение (6.48) для B_2 и устанавливая его в $G = B_1 + B_2$, следует

$$B_1 = F_{z1stat} Z . \quad (6.49)$$

Используя уравнение (6.48), получим

$$B_2 = F_{z2stat} Z . \quad (6.50)$$

При таком распределении тормозной силы задняя ось сильно перегружена, то есть задние колеса преждевременно блокируются, что ограничивает достижимое замедление. Это соотношение хорошо видно на среднем графике Рисунка 6.10. При коэффициенте продольной силы $f_2 = 1$ может быть достигнут только коэффициент торможения $Z \approx 0,7$. С другой стороны, передняя ось явно ниже своего потенциала. Если тормозная сила оси ниже идеальной возможной силы на диаграмме тормозной силы в зависимости от коэффициента торможения Z , мы будем называть эту ось недоработанной, если она выше идеальной силы, мы называем ее перегруженной. Следовательно, в статической конструкции распределения тормозной силы передняя ось недоработана, а задняя ось перегружена.

Для $\mu_a = 1.1 = f_{lim}$ (идеальное) замедление $Z = 1.1$ может быть достигнуто. В данном случае, однако, возможно только $Z \approx 0,7$. Поэтому оно не будет использовать большой потенциал торможения. Особенно плохая особенность этой конструкции - блокировка задней оси. Если колеса преждевременно блокируются, что по определению не должно происходить, то это должно произойти на передней оси. Это только устранил возможность управлять транспортным средством, но транспортное средство останется устойчивым.

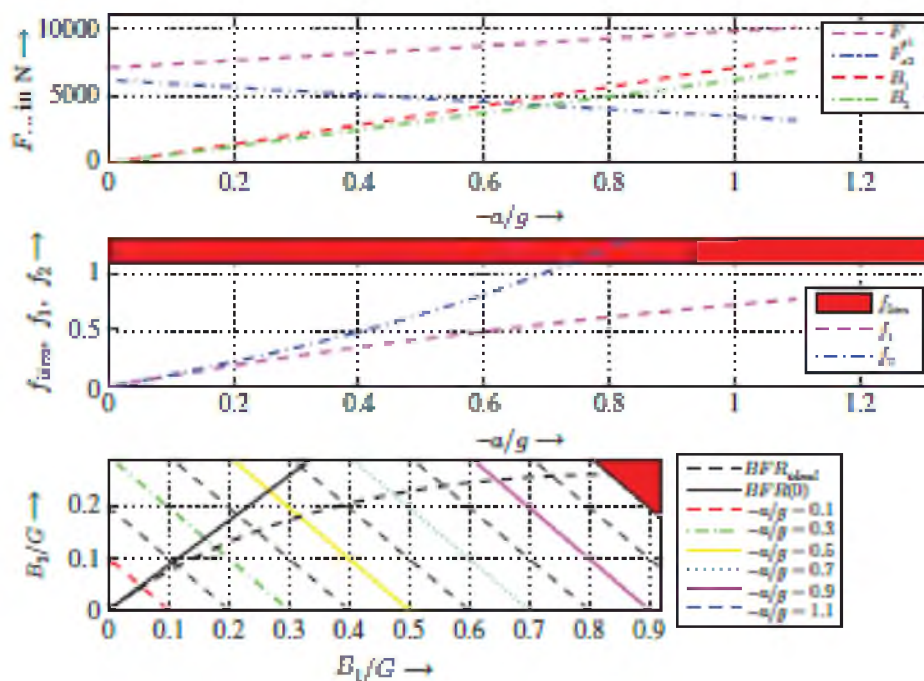


Рисунок 6.10 Распределение тормозной силы на основе статической нагрузки на колесо

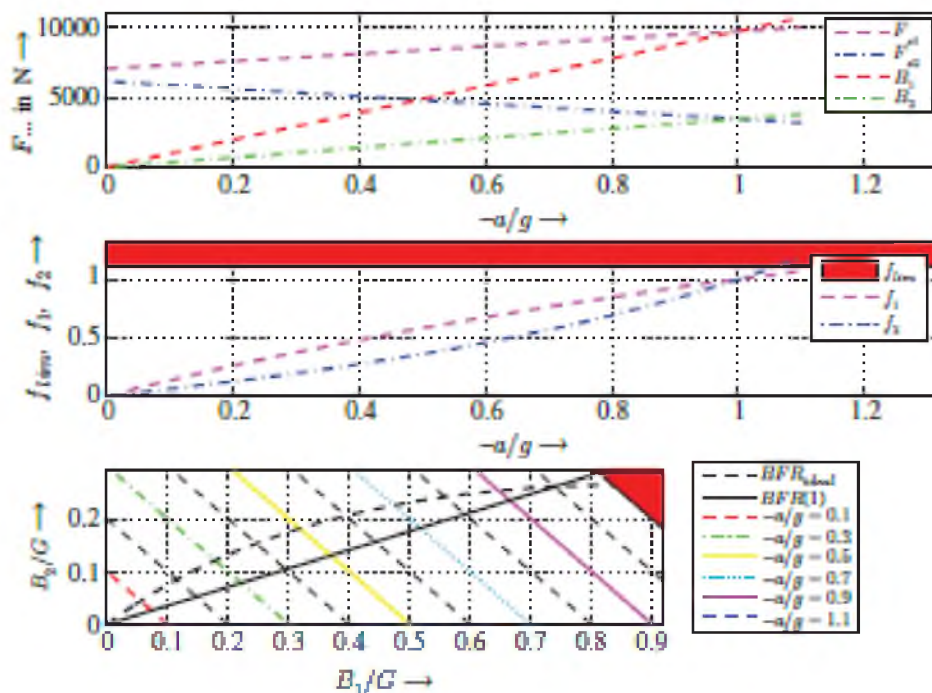


Рисунок 6.11 Распределение тормозной силы на основе динамических нагрузок на колесо при $Z = 1$

Конструкция, основанная на динамических нагрузках на колесо при $Z = 1$, дает нам лучшее распределение тормозной силы (см. Рис. 6.11). Это показывает весь диапазон до $Z = 1$ $f_2 < f_1$. Одним из недостатков является сильная выпуклость коэффициента продольной силы, f_2 , на задней оси при средних замедлениях, что снова приводит к значительной потере тормозного потенциала. Улучшение может быть достигнуто, если размеры ориентированы на динамические нагрузки на колеса при меньших замедлениях, например $Z = 0,8$ (см. Рис. 6.12). До замедления $Z = 0,8$ справедливо $f_2 < f_1$. Кривые f_i находятся вблизи идеальной конструкции $f_1 = f_2 = Z$, и, следовательно, до значения $Z = 0,8$ не так много теряется потенциала торможения, как в конструкции с $Z = 1,0$. Недостатком конструкции $Z = 0,8$ по сравнению с $Z = 1,0$ является то, что $Z = 0,8$ приводит к блокировке задней оси при более низких коэффициентах торможения, чем для конструкции с $Z = 1,0$.

Использование ограничителя тормозной силы для задней оси позволяет избежать вышеупомянутой блокировки задней оси и, следовательно, дополнительно улучшить распределение. Во-первых, как обычно, есть макет, но это только для очень низких замедлений, обычно $Z = 0,6$. До этого момента происходит чрезмерное торможение передней оси и недостаточное торможение задней оси, но оба они лишь незначительно отличаются от идеальной траектории. С этой точки, например, $Z = 0,6$, тормозная сила B_2 на задней оси является постоянной, а задняя ось недоработана. (см. Рис. 6.13). На диаграмме отчетливо видно улучшение по сравнению с непрерывным линейным распределением. Оба коэффициента продольной силы близки к идеальному распределению. Во всем диапазоне торможения передняя ось перегружена, а задняя ось одновременно недоработана, в результате чего автомобиль остается устойчивым.

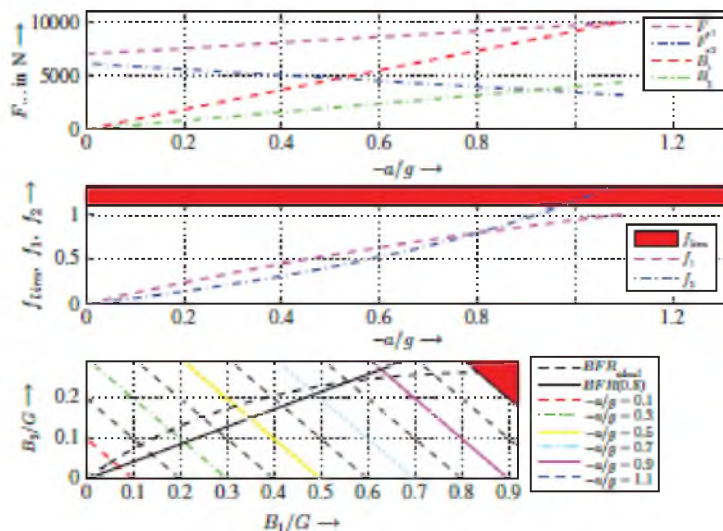


Рисунок 6.12 Распределение тормозной силы на основе динамических нагрузок на колесо при $Z = 0,8$

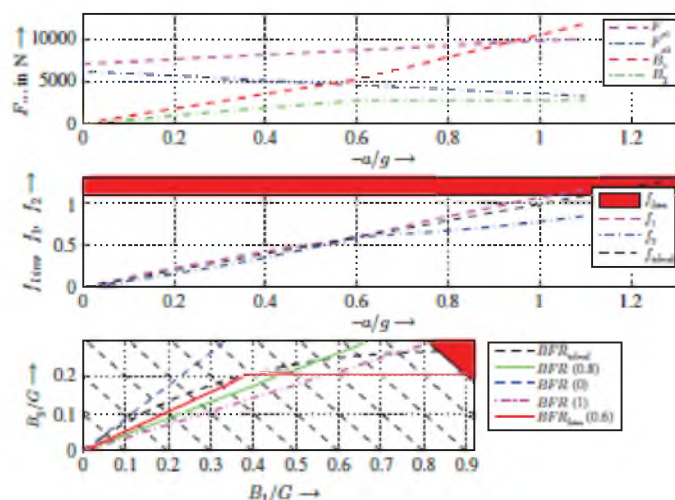


Рисунок 6.13 Распределение тормозной силы на основе динамических нагрузок на колесо при $Z = 0,6$ и ограничителя тормозной силы сзади

График внизу Рисунка 6.13 позволяет сравнить конструкции, описанные выше. Конструкция с разделителем силы близка к идеальной конструкции.

6.4 Вопросы и упражнения

Запоминание

1. Каковы основные параметры, которые составляют нагрузки на колесо?
2. Объясните термины время реакции, t_r , время передачи, t_b и время нарастания до максимального давящего усилия, t_b .
3. Каковы типичные величины для времени реакции, t_r , времени передачи, t_t и времени нарастания до максимального давления, t_b .

Понимание

1. Какие параметры влияют на основные пропорции нагрузок на колеса?
2. От чего зависит распределение нагрузки на колеса на передних и задних колесах, а также на левом и правом колесах?
3. Объясните влияние усилия от давления воздуха на нагрузку на колесо.
4. Объясните влияние сил инерции на нагрузки на колесо.
5. Какую роль играет направление монтажа двигателя на нагрузку на колесо?
6. Почему статическое распределение тормозной силы нежелательно?

7. Объясните динамическое распределение тормозной силы.
8. Объясните распределение тормозной силы с помощью ограничителя силы.

Применение

1. Рассчитайте аэродинамические подъемные силы ($v = 60$ м/сек, $A = 1,8$ м²) для транспортного средства, изготовленного в период с 1960 по 1970 г. на задней и передней осях, и сумму этих подъемных сил.
2. Заданы следующие параметры: $t_r = 0,9$ сек, $t_t = 0,2$ сек, $t_b = 0,8$ сек, $v_i = 30$ м/сек, $\ddot{x}_I = 8$ м/сек². Рассчитайте общий тормозной путь (путь торможения) и эффект удвоения t_r , t_t или t_b .
3. Высота центра масс S_{cm} автомобиля составляет $h_{cm} = h = 0,8$ м, масса $m = 1200$ кг, расстояние S_{cm} до передней и задней осей составляет $l_1 = 2,0$ м, $l_2 = 2,5$ м. соответственно. Рассчитайте тормозные силы B_1 и B_2 для идеального распределения тормозной силы для ускорения $\ddot{x}_I = -5$ м/сек² (пожалуйста, используйте $g = 10$ м/сек²).
4. Высота центра масс S_{cm} автомобиля составляет $h_{cm} = h = 0,8$ м, масса $m = 1200$ кг, расстояние S_{cm} до передней и задней оси составляет $l_1 = 2,0$ м, $l_2 = 2,5$ м, соответственно. Рассчитайте тормозные силы B_1 и B_2 для распределения тормозных сил, которое идеально для $Z = 0,8$, для ускорения $\ddot{x} = -5$ м/сек² (пожалуйста, используйте $g = 10$ м/сек²).

Анализ

1. Объясните влияние на проскальзывание на ведущей оси с учетом нагрузки на колесо.
2. Объясните влияние увеличения времени нарастания давящего усилия, t_b , на продолжительность полного торможения, t_f ?

Гибридные силовые установки

Некоторые из первых (автомобильных) транспортных средств были с электрическим приводом, но вот уже более 100 лет легковые автомобили с двигателями внутреннего сгорания доминируют в большинстве областей автомобилестроения. Начиная с прошлого десятилетия, все больше и больше гибридных или стопроцентно электрических легковых автомобилей появилось на рынке, и это объясняется несколькими причинами. Данная глава объясняет некоторые основные понятия гибридных силовых установок. Поскольку новые разработки постоянно меняют ситуацию, в данном случае описание ограничено основами.

7.1 Основные функциональные возможности

В данном разделе описываются основные функциональные возможности гибридных силовых агрегатов. Идея гибридных силовых агрегатов заключается в объединении электродвигателя и двигателя внутреннего сгорания, чтобы объединить преимущества обоих и избежать недостатков.

Двумя недостатками двигателей внутреннего сгорания, которые, по-видимому, являются основной причиной роста числа гибридных легковых автомобилей, являются ограниченные ресурсы ископаемого топлива и загрязнение воздуха, которое они вызывают. Для того, чтобы уменьшить зависимость от ископаемого топлива и уменьшить загрязнение воздуха, двигатели внутреннего сгорания объединяются с электродвигателями в гибридных силовых агрегатах. Далее описаны некоторые режимы работы с использованием так называемой параллельной гибридной силовой установки. В параллельных гибридных силовых установках (подробности о различных видах силовых агрегатов объясняются в разделе 7.2) двигатель внутреннего сгорания и электродвигатель механически соединены валом (соединение может быть прервано муфтой сцепления). Пример легкового автомобиля с параллельной гибридной силовой установкой показан на Рисунке 7.1.

При такой комбинации двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя в некоторых ситуациях возможно удовлетворить потребность в мощности (или тяговой силе) исключительно электрической частью силовой установки либо возможно уменьшить величину мощности, обеспечиваемой двигателем внутреннего сгорания, из-за мощности, передаваемой электродвигателем. Пример изображен на Рисунке 7.2.

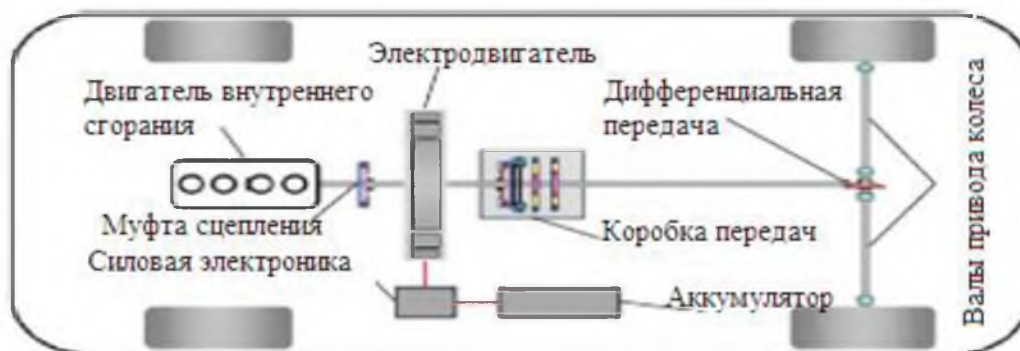


Рисунок 7.1 Легковой автомобиль с параллельной гибридной установкой

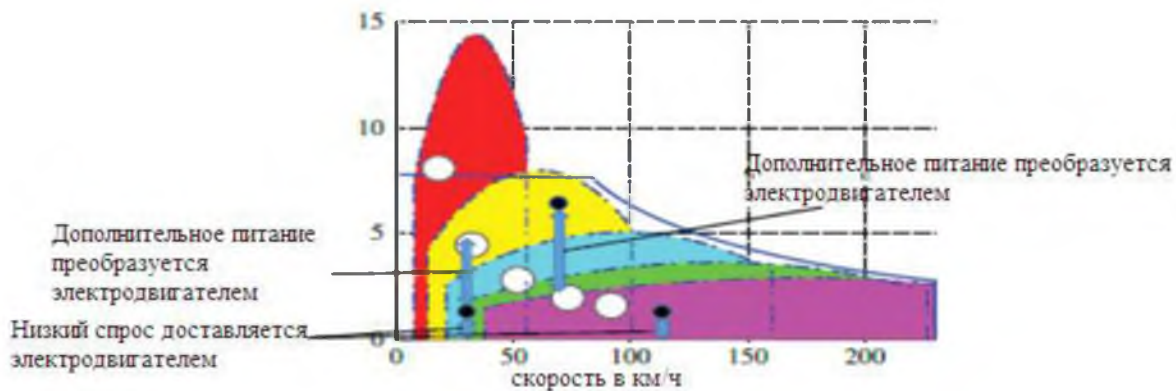


Рисунок 7.2 Гибридная идея

Рисунок показывает тяговую силу, создаваемую обычной силовой установкой с двигателем внутреннего сгорания и пятиступенчатой механической коробкой передач. Центры белых кружков являются точками оптимальной эффективности двигателя внутреннего сгорания. Основные режимы работы способны уменьшить выбросы, и здесь мы объясним режим снижения выбросов углекислоты (или уменьшения расхода топлива) и режим снижения выбросов оксида азота. Если потребность в тяговых силах в конкретной ситуации больше, чем тяговая сила при оптимальном КПД, электродвигатель может закрыть зазор и создать дополнительную величину тяговой силы. Если потребность в ситуации ниже кривой наилучшего КПД, избыточная энергия может быть преобразована электрическим двигателем в электрическую энергию, которая может накапливаться в виде химической энергии в батарее, а затем использоваться позже для привода электродвигателя. Следовательно, одним из преимуществ гибридной силовой установки является режим работы двигателя внутреннего сгорания с почти оптимальной эффективностью для снижения выбросов углекислоты. Для достижения низких требований к мощности, другой режим работы важен для снижения выбросов оксида азота, углекислоты и углеводородов. При низкой потребляемой мощности двигатель внутреннего сгорания работает в бедном режиме с более высоким уровнем выбросов. Два возможных гибридных режима могут быть применены, чтобы уменьшить данные выбросы: при стопроцентном электрическом приводе можно избежать выбросов, при увеличении мощности (дополнительная мощность преобразуется в химическую энергию в батарее) двигатель внутреннего сгорания может работать в регионах с более низкими выбросами.

После объяснения одного преимущества гибридных силовых установок, мы рассмотрим различные режимы гибридных силовых установок. Первый режим, о котором речь шла в предыдущем отрывке, показан на Рисунке 7.3. Одна часть мощности необходима для того, чтобы ведущие колеса преодолевали сопротивление движению, остальная часть преобразуется электродвигателем в электрическую энергию, а затем накапливается в виде химической энергии в аккумуляторе. Количество хранимой энергии зависит от характеристик электродвигателя, от возможностей силового электронного преобразователя и, наконец, от емкости аккумулятора.

В гибридных силовых установках электродвигатель может быть встроен в силовую установку с небольшим дополнительным пространством. На Рисунке 7.4 показан пример, в котором электродвигатель расположен сразу после сцепления; коробка передач, которая будет следующим компонентом силовой установки, на Рисунке не показана. Это, конечно, небольшой электродвигатель, который не может преобразовывать большое количество энергии. Мы называем данный режим режимом генератора. Существует режим вторичного генератора, называемый рекуперативным торможением. В данной ситуации потребность в тяговом усилии или в силе отрицательна, потому что водитель хочет снизить скорость автомобиля, а сопротивление вождению от воздуха, шины и любой уклон слишком малы, чтобы обеспечить момент торможения, когда водитель хочет воздействовать на автомобиль. В данной ситуации водитель применяет тормоза. Электронный блок управления распознает запрос водителя и переключает электродвигатель в режим обката, чтобы преобразовать часть кинетической энергии в электрическую (см. Рис. 7.5). Чтобы повысить эффективность, выгодно отключить сцепление между двигателем внутреннего сгорания и электродвигателем, чтобы избежать моментов сопротивления двигателя внутреннего сгорания (которое будет преобразовано в тепловую энергию в двигателе внутреннего сгорания).

В так называемом режиме повышения уровня зарядки крутящий момент двигателя внутреннего сгорания увеличивается за счет крутящего момента электродвигателя. Он может быть выполнен, как описано в начале настоящего раздела, для работы двигателя внутреннего сгорания в оптимальном или достаточно высоком диапазоне эффективности, или он может быть выполнен для

увеличения максимального крутящего момента, доступного от двигателя внутреннего сгорания, как в случае, например, спортивного автомобиля (см. рис. 7.6).

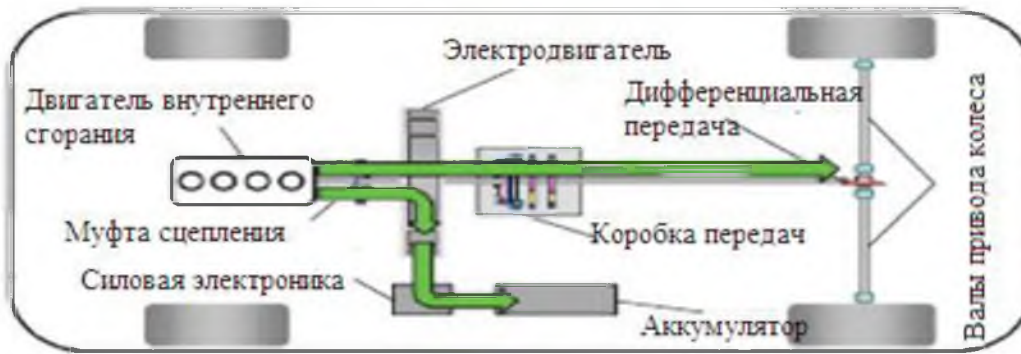


Рисунок 7.3 Разделение силы от двигателя внутреннего сгорания



Рисунок 7.4 Электрический двигатель, встроенный в силовую установку (воспроизведено с разрешения Schaeffler)

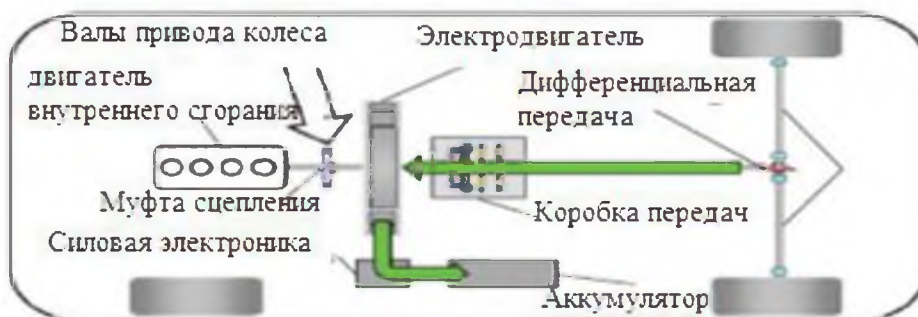


Рисунок 7.5 Регенеративное торможение

Последний режим работы является стопроцентным электрическим режимом, при котором вся мощность подается электродвигателем. Продолжительность данного режима зависит от емкости аккумулятора, а от того, имеет ли данный режим смысл во всем диапазоне скоростей, зависит максимальная мощность электродвигателя и сопротивления вождения. При движении накатом по автомобильной магистрали это означает движение по умеренной и постоянной скорости по магистрали, где потребность в мощности обусловлена главным образом аэродинамическим сопротивлением, сопротивлением качению и сопротивлением уклону (см. Рис. 7.7).

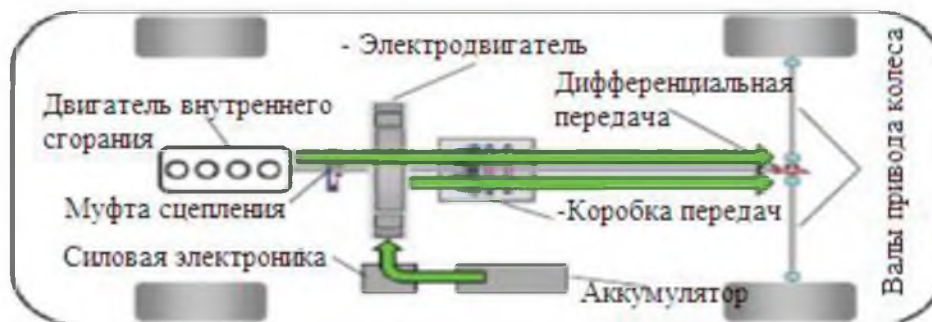


Рисунок 7.6 Режим повышения уровня зарядки



Рисунок 7.7 Стопроцентный электрический режим

Другое преимущество гибридной силовой установки состоит в том, что возможны действия пуска-остановки, что означает, что двигатель внутреннего сгорания может быть остановлен, например, на светофоре, и электродвигатель может запустить двигатель снова. Такое действие устраняет необходимость в дополнительном стартере. Существуют разные гибридные уровни, некоторые характеристики которых приведены на Рисунке 7.8. Самый низкий уровень - это так называемый мягкий гибрид с небольшим электродвигателем, обычно в параллельном режиме. Данный тип позволяет иметь функцию пуск-остановка, и электродвигатель может выдавать дополнительный крутящий момент для поддержки двигателя внутреннего сгорания. Величина электрической мощности составляет около 20 кВт, которая используется для запуска двигателя, для выдачи дополнительного крутящего момента на низких скоростях или для ускорения транспортного средства. Регенеративное торможение, в определенных пределах, также возможно. Мощность, необходимая при скорости 30 м /с, например, для замедления легкового автомобиля в 1200 кг при 5 м / с², составляет 180 кВт, что значительно больше, чем электрическая мощность в мягком гибридном легковом автомобиле. Чтобы сравнить данные значения, целесообразно рассмотреть половину требуемой тормозной мощности, если приводится в действие только одна ось и, следовательно, только одна ось может рекуперативно тормозить. Мягкий гибрид требует системы электропитания с более высоким напряжением, чем обычная система в 14 В.



Рисунок 7.8 Гибридные уровни



Рисунок 7.9 Гибридный блок питания от GM, Mercedes и BMW (воспроизведено с разрешения Daimler AG)

Второй гибридный уровень - это полный гибрид, который существует в различных топологиях (последовательная, параллельная или их комбинация). Стопроцентный электрический режим возможен для более длинных расстояний, и двигатель внутреннего сгорания может быть отделен сцеплением от электрического двигателя, или может быть предотвращен момент торможения путем деактивации цилиндра. Для такого типа силовой установки необходим мощный электрический двигатель. Пример электромотора, встроенного в автоматическую силовую установку, показан на Рисунке 7.9.

Наивысшим гибридным уровнем является гибридный плагин, представляющий собой полностью гибридный легковой автомобиль с аккумулятором, который можно заряжать от внешней системы электропитания.

Следующим уровнем в данной серии станет стопроцентный электромобиль.

7.2 Топологии гибридных силовых установок

Несколько топологий могут использоваться в гибридных силовых установках. Простейшим из них является параллельный гибрид, в котором электрический двигатель установлен непосредственно на двигателе внутреннего сгорания (см. Рис. 7.10). Первый подход к реализации данной силовой установки включает использование только одной муфты (на рис. 7.10 муфта с трехблочным преобразователем встроена в коробку передач), в данной концепции не предусмотрено сцепление между двигателем внутреннего сгорания и электрическим двигателем. Это означает, что двигатель внутреннего сгорания надежно установлен с электрическим двигателем. Это можно сделать при помощи высокой плотности упаковки (см. Рис. 7.4).

На этом рисунке показана муфта сцепления со штурвалом и электродвигателем. Параллельный гибрид подходит как для мягкого, так и для полного гибридного режима; хотя последний нуждается в электрическом двигателе с большей мощностью, чем показано на Рисунке 7.4. Конфигурация с одной муфтой сцепления подходит для работы «пуск-остановка», для повышения и переключения рабочей точки двигателя внутреннего сгорания и для рекуперативного торможения. Однако последний режим не так эффективен в параллельном гибриде с одной муфтой сцепления, как в параллельном гибриде с двумя муфтами сцепления.

В конфигурации с одной муфтой сцепления тормозной момент во время замедления делится, причем одна часть необходима для крутящего момента двигателя внутреннего сгорания (данная часть теряется, поскольку она преобразуется в тепло в двигателе внутреннего сгорания), и только другая часть будет способной к преобразованию в электрическую энергию электродвигателем. Данный недостаток устраняется благодаря конфигурации с двумя муфтами сцепления. Здесь двигатель внутреннего сгорания отделяется путем размыкания муфты сцепления, и вся выходная мощность от торможения может быть преобразована в электрическую энергию при условии, что электродвигатель, силовая электроника и аккумулятор способны обрабатывать мощность.

Принципиально другой дизайн гибридной силовой установки - это последовательная конфигурация, показанная на Рисунке 7.11. В данном случае двигатель внутреннего сгорания приводит в действие генератор (Модификация двигателя EM1), который заряжает аккумулятор.

Вторая электрическая машина (Модификация двигателя EM2) используется для управления легковым автомобилем или для действий рекуперативного торможения.

В данной конфигурации режим работы двигателя внутреннего сгорания не зависит от какой-либо фактической потребности в мощности или тяговой силе легкового автомобиля. Это означает, что двигатель сгорания может работать в определенных точках с высокой эффективностью или с низким уровнем выбросов окиси азота, углекислоты и метана. Поскольку крутящий момент должен быть передан второй электрической машиной, данная машина должна иметь достаточную мощность для движения автомобиля. Первая электрическая машина также должна иметь достаточную мощность для преобразования мощности двигателя внутреннего сгорания. Одним из преимуществ является то, что в ведущей силовой установке нет необходимости в сцеплении и трансмиссии (EM2, карданный вал, дифференциал, приводной вал), так что данная часть последовательного гибрида значительно проще, чем аналоговая часть параллельного гибрида.

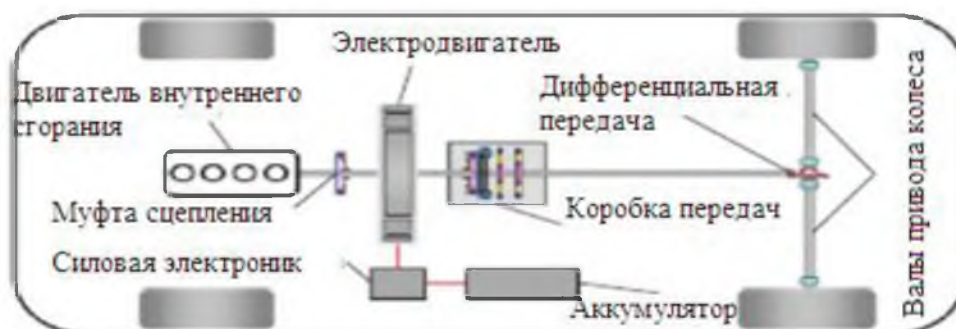


Рисунок 7.10 Параллельный гибридный легковой автомобиль

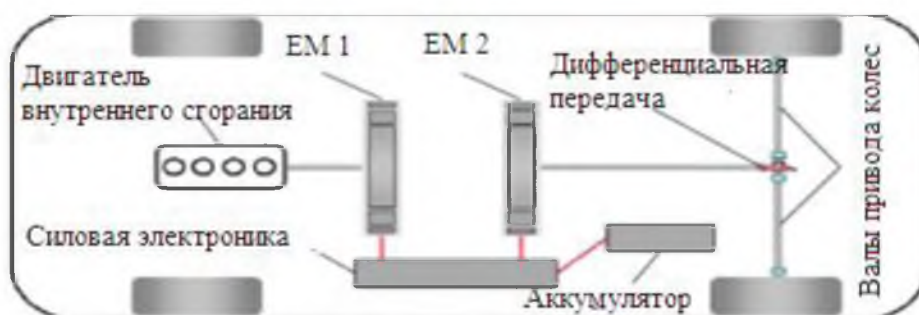


Рисунок 7.11 Последовательный гибридный легковой автомобиль

Тем не менее, у данного типа гибридной силовой установки есть некоторые недостатки. Первый - это эффективность. Поскольку мощность двигателя внутреннего сгорания должна быть преобразована из механической в электрическую, из электрической в химическую, из химической в электрическую и, наконец, из электрической в механическую энергию, эффективность снижается в результате процессов преобразования энергии. Другие недостатки очевидны в количестве компонентов, которые влекут за собой высокие затраты и добавляют старший вес. Поскольку обе электрические машины должны управлять полной мощностью (первая машина, EM1, полная мощность двигателя внутреннего сгорания, и вторая, EM2, вся мощность, необходимая для управления легковым автомобилем), данные электрические машины имеют старший вес и являются дорогостоящими. Одним из преимуществ в этой связи является высокий потенциал EM2 для регенерации энергии во время торможения.

Недостаток старшего веса и возможностей электрических машин может быть уменьшен при использовании последовательной параллельной гибридной силовой установки (см. Рис. 7.12), в которой две электрические машины могут быть соединены путем включения муфты сцепления. Если муфта сцепления включена, силовая установка аналогична обычной параллельной гибридной силовой установке, в которой мощность двигателя внутреннего сгорания может напрямую передаваться на ведомую ось, и, следовательно, режим работы такой же, как и у параллельного гибрида. Прямое подключение двигателя внутреннего сгорания к дифференциалу требует силовую установку. Следовательно, к силовой установке должно быть присоединено больше компонентов, но можно выбирать электрические машины меньшего размера, поскольку двигатель внутреннего

сгорания может обеспечивать мощность для высоких требований.

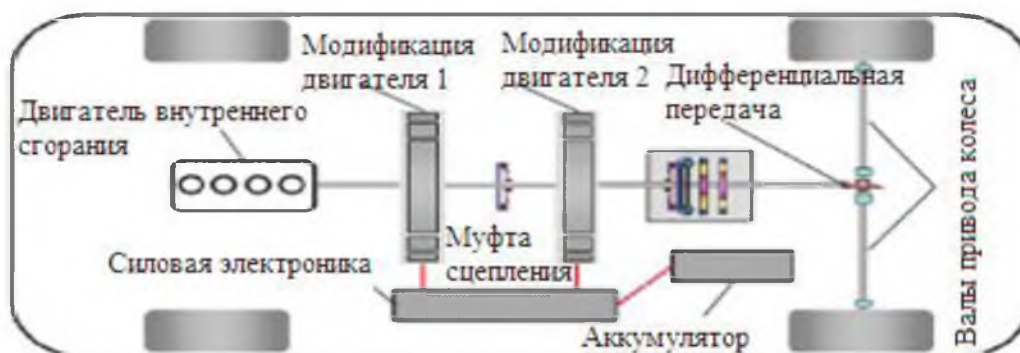


Рисунок 7.12 Последовательно-параллельный гибридный автомобиль

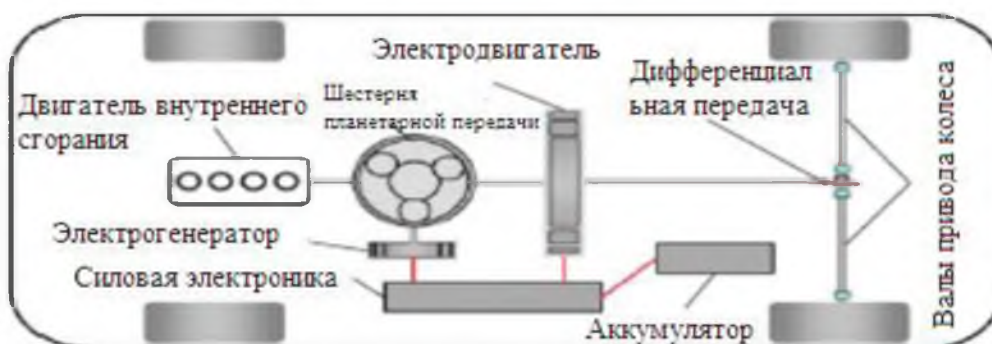


Рисунок 7.13 Гибридный легковой автомобиль с распределением мощности

Последней гибридной силовой установкой, описанной здесь, является система распределения мощности (см. Рисунок 7.13). Центральная часть данной системы – это шестерня планетарной передачи. Двигатель внутреннего сгорания, небольшой генератор и карданный вал соединены с шестерней планетарной передачи: двигатель внутреннего сгорания с опорой планетарной шестерни, кольцевая шестерня с карданным валом и солнечная шестерня с генератором. Мощность от двигателя внутреннего сгорания может быть использована непосредственно для привода колес, или часть данной мощности может быть преобразована генератором в электрическую энергию, а затем данная электрическая энергия может быть использована для привода электродвигателя (с точки зрения эффективности, она не имеет смысла заряжать аккумулятор). Это означает, что двигатель внутреннего сгорания может работать в благоприятной точке с высокой эффективностью. Электродвигатель может использоваться для повышения или регенерации энергии во время торможения. В случае регенерации крутящий момент генератора может быть установлен на ноль.

Другие крутящие моменты в шестерне планетарной передачи также равны нулю, и нет никакого тормозного момента от двигателя внутреннего сгорания для снижения эффективности регенерации энергии. Одно из преимуществ гибридной системы с разделением мощности заключается в том, что передаточное число планетарной силовой установки постоянно изменяется, что становится возможным благодаря тому факту, что крутящий момент генератора также постоянно изменяется. Это приводит к свободному выбору рабочей точки двигателя, что означает, что данный тип гибридной силовой установки аналогичен бесступенчатой трансмиссии (CVT) в отношении оборотов двигателя внутреннего сгорания.

Существуют и другие возможности, такие как двигатель внутреннего сгорания на одной оси и электродвигатель на другой оси, что дает гибрид с двойной муфтой сцепления. Различные компоненты для различных типов гибридных силовых установок приведены на Рисунке 7.14. Очевидно, что количество компонентов отличается.

7.3 Регенеративное торможение и зарядка

Рассматривая фундаментальное уравнение динамики продольного движения, мы признаем, что существующее сопротивление движению от сопротивления воздуха и сопротивления качению требует части доступной энергии (кинетической энергии и потенциальной энергии), так что только

оставшаяся мощность может быть восстановлена во время торможения.

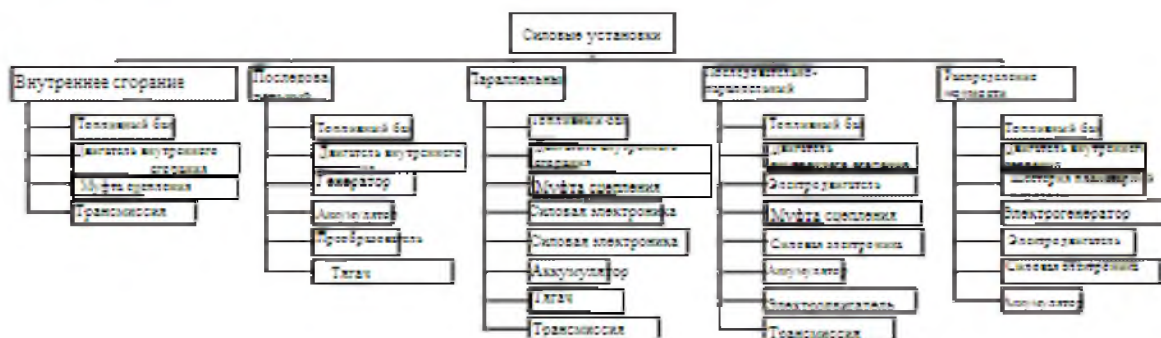


Рисунок 7.14 Компоненты силовых установок

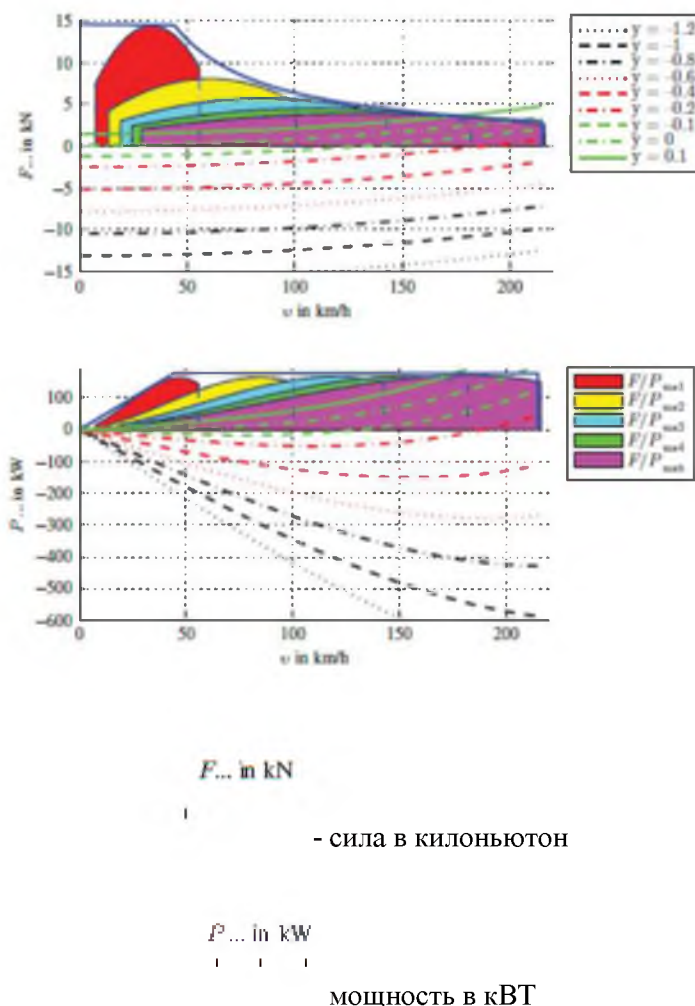


Рисунок 7.15 Диаграммы работоспособности по управлению транспортным средством

На Рисунке 7.15 показаны тяговые силы (которые в основном связаны с отрицательными значениями y тормозных сил) и мощность для различных отрицательных значений $y = p + \lambda \ddot{x}_v / g$. Поскольку существуют абсолютные значения до 1,2, очевидно, что высокие значения являются результатом процесса торможения, а не отрицательного наклона дороги. Глядя на кривую для $y = -0,1$, мы видим, что до скорости $v = 131 \text{ км / ч}$, мощность (или тяговая сила) отрицательна. Это означает, что в диапазоне от 0 до 131 км / ч возможно восстановление энергии из кинетической энергии. При более высоких значениях $y \approx -0,3$ мощность и тяговые силы являются отрицательными, и, следовательно, можно восстановить энергию во время рекуперативного торможения почти во всем диапазоне скоростей.

Точка пересечения с абсциссой определяет диапазон скоростей, в котором возможно восстановление энергии, а форма кривой, особенно расстояние кривой до нулевой линии,

определяет часть мощности, которая может быть восстановлена. Доля восстанавливаемой энергии за счет потенциальной энергии, как правило, мала, потому что наклон не достигает очень больших значений. Доля рекуперации энергии, которая теоретически может быть достигнута за счет действия торможения, достигает значительно более высоких значений. Следующие соображения используются для оценки данных теоретически достижимых значений.

Ниже мы рассмотрим четыре сценария, для которых мы можем определить силу сцепления, момент и восстанавливаемую мощность. Отправной точкой является автомобиль со следующими данными: $cd = 0.3$, $A = 2 \text{ м}^2$, $\rho_a = 1.2 \text{ кг/м}^3$, $fr = 0.01$, $m_{tot} = 1500 \text{ кг}$, $g = 10 \text{ м/с}^2$,

$r_{wst} = 0.3 \text{ м}$, $i_t = idig$ является общим передаточным числом, которое является произведением передаточного числа дифференциала id и коробки передач ig .

Стоп-вперед: мы начинаем с первого сценария, который соответствует ситуации стоп-вперед. Предполагается, что легковой автомобиль замедляется со скорости $v_0 = 5 \text{ м/с}$ до скорости 0 м/с . Ускорение, используемое в качестве основы, составляет $a_0 = 2.5 \text{ м/с}^2$. Это, например, является разумным значением для адаптивного круиз-контроля в городском движении или при непрерывной остановке и запуске в пробке. Мы предполагаем постоянное отрицательное ускорение; это означает, что скорость линейно уменьшается:

$$v(t) = v_0 \left(1 - \frac{ta_0}{v_0} \right) . \quad (7.1)$$

Продолжительность торможения составляет $T_0 = v_0/a_0 = 2 \text{ с}$. Поправочный коэффициент массы составляет $\lambda = 1.5$. Предполагая данные значения, мы получаем относительно небольшую аэродинамическую силу сопротивления $F_a = 9 \text{ Н}$ при $v_0 = 5 \text{ м/с}$, сопротивление качению $F_r = 150 \text{ Н}$ и сопротивление ускорению $F_i = -5625 \text{ Н}$. Отсюда сила, $F_{\max \text{ rec}}$ которая может использоваться для восстановления энергии, минимальна в интервале скоростей, рассматриваемых при $v_0 = 5 \text{ м/с}$, и данная сила равна $F_{\max \text{ rec}} = -5466 \text{ Н}$. Максимальная сила, $F_{\max \text{ rec}}$, приводит к максимальной мощности $P_{\max \text{ rec}} = 27,33 \text{ кВт}$. Поскольку мы предполагаем постоянное ускорение, скорость уменьшается линейно, так что выполняется следующее соотношение для мощности восстановления:

$$P_{\text{rec}} = P_{\max \text{ rec}} (1 - t/T_0) . \quad (7.2)$$

Чтобы определить, является ли эта максимальная мощность $27,33 \text{ кВт}$ от электродвигателя восстанавливаемой, мы должны преобразовать мощность в крутящий момент двигателя, используя радиус колес и скорость легкового автомобиля, и его общее передаточное число равно 12.

В данной конфигурации мы предполагаем, что у нас есть параллельный гибридный легковой автомобиль, в котором электродвигатель соединен с ведомыми колесами через редуктор. В результате крутящий момент двигателя:

$$M_{\max \text{ rec}} = F_{\max \text{ rec}} r_{wst} / i_t = 136.65 \text{ Nm} \quad (7.3)$$

и скорость, с которой данный крутящий момент должен прикладываться электродвигателем

$$n_{\max \text{ rec}} = 60v_0 / (2\pi r_{wst}) \approx 1910 \text{ rpm} . \quad (7.4)$$

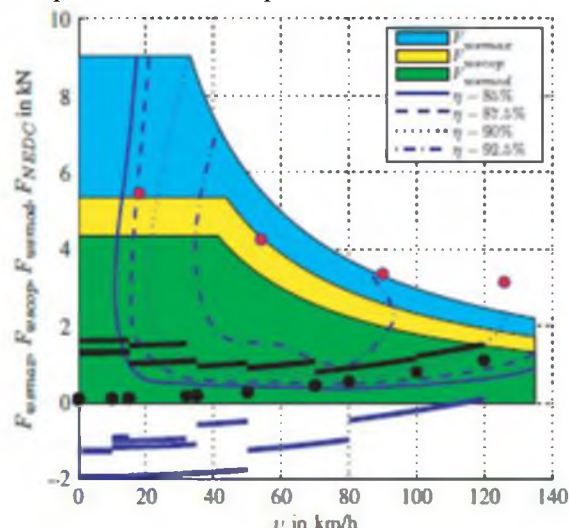
Город: второй случай соответствует действию торможения в городском движении с предполагаемой скоростью $v = 15 \text{ м/с}$. Предполагается, что коэффициент вращающейся массы равен $\lambda = 1.2$, а общее передаточное отношение - 7. Мы получаем следующие результаты для данной ситуации: $F_{\max \text{ rec}} = -4269 \text{ Н}$, $M_{\max \text{ rec}} \approx 183 \text{ ньютонметра}$, $n_{\max \text{ rec}} \approx 3324 \text{ оборотов в минуту}$, $P_{\max \text{ rec}} \approx 64 \text{ кВт}$.

Проселочная дорога: Третий случай касается применения тормозов на проселочной дороге. (Как и в случае городского транспорта, мощность восстановления будет браться только в одной точке, то есть с начальной скоростью). Отправной точкой является скорость $v = 25 \text{ м/с}$, $\lambda \approx 1$, $i_t = 4$. Здесь мы получим: $F_{\max \text{ rec}} = -3375 \text{ Н}$, $M_{\max \text{ rec}} \approx 235 \text{ ньютонметров}$, $n_{\max \text{ rec}} \approx 3183 \text{ оборотов в минуту}$, $P_{\max \text{ rec}} \approx 84 \text{ кВт}$.

Автомостраль: Четвертый случай касается применения тормозов на шоссе. (Как и в случае городского транспорта, мощность восстановления будет браться только в одной точке, то есть с начальной скоростью). Начальной точкой является скорость $v = 35 \text{ м/с}$, $\lambda \approx 1$, $i_t = 4$. Здесь мы получаем: $F_{\max \text{ rec}} = -3159 \text{ Н}$, $M_{\max \text{ rec}} \approx 237 \text{ ньютонметров}$, $n_{\max \text{ rec}} \approx 4456 \text{ оборотов в минуту}$, $P_{\max \text{ rec}} \approx 111 \text{ кВт}$.

Применяя данные значения на диаграмме для электродвигателя, см. Рисунок 7.16 (силы изображены в виде серых меток с положительным знаком, черные метки, а также черные и темно-серые линии являются силами спроса для Нового европейского ездового цикла), мы можем видеть, что движение по городу было хорошо охвачено двигателем, в то время как торможение на

проселочной дороге находится на пределе, что означает, что электрическая машина не способна восстанавливать мощность торможения со скоростью 35 м / с.



$F_{wsmax}, F_{wscop}, F_{wsmod}, F_{NEDC}$ (Новый европейский ездовой цикл) - сила в килоньютонах
 v in km/h- сила в км/ч

Рисунок 7.17 Кривая постоянно восстанавливаемой мощности

На Рисунке 7.17 показаны значения отрицательного наклона, для которого возможно восстановление энергии из потенциальной энергии. Сплошная линия - это предел, ниже которого возможно восстановление энергии; остальные три строки (p , v), для которых восстанавливаемая мощность P_{recov} , где $P_{recov} = 10$ кВт, $P_{recov} = 20$ кВт и $P_{recov} = 30$ кВт.

Очевидно, что значительное количество энергии может быть восстановлено только при больших значениях p . В последней части мы обсудим тот факт, что даже теоретическое количество восстановленной энергии в настоящее время не может храниться в виде химической энергии в аккумуляторе при каждой конфигурации легкового автомобиля. Другим ограничивающим фактором в восстановлении энергии является то, что не все оси приводятся во многих легковых автомобилях. Так как рекуперация энергии может происходить только на ведомых осях; это ограничивающий фактор для легковых автомобилей без полного привода. Кроме того, с физической точки зрения легкового автомобиля необходимо, чтобы тормозные силы были больше на передних осях, чем на задних. Это немедленно приводит к выводу, что восстановленный потенциал больше для легкового автомобиля с передним приводом, чем для легкового автомобиля с задним приводом. Предполагая, что тормозная сила на передней оси составляет 60%, КПД электродвигателя составляет 90%, а КПД силовой электроники и аккумулятора составляет 80%; данные значения приведут к восстановленному потенциалу только 41% от теоретического значения на передней оси. При схожих предположениях об эффективности электродвигателя и аккумулятора, потенциал регенерации составляет 27% на задней части. С немного лучшими значениями, вытекающими из КПД 95% для электродвигателя и 90% для аккумулятора, мы видим потенциал 49% на передней оси и потенциал 32% на задней оси. С полноприводными легковыми автомобилями мы видим потенциал в каждом случае, который состоит из суммы двух.

Ограничения на теоретический восстановленный потенциал, объясненный выше, которые относятся к движущим сопротивлениям наряду с регенерацией моментов электродвигателем, распределение тормозных сил и ограничения, вытекающие из эффективности, показывают, что только небольшая часть энергии в легковом автомобиле может на самом деле быть восстановленной. Это всегда следует учитывать при сравнении различных концепций привода.

7.4 Вопросы и упражнения

Запоминание

1. Опишите идею гибридных силовых установок.
2. Опишите различные топологии гибридных силовых установок.
3. Объясните рекуперативное торможение и зарядку для замедления и для отрицательно наклонных дорог.

Применение

1. Рассмотрим легковой автомобиль на наклонной дороге с $p = -0.1$. Рассчитайте максимальную рекуперированную мощность для распределения тормозного усилия 60% в передней части и 40% в задней части для легкового автомобиля с передним и задним приводом со скоростью $v = 20$ м / с.

Параметры: $c_d = 0.3$, $A = 2 \text{ м}^2$, $\rho_a = 1.2 \text{ кг/м}^3$, $f_r = 0.01$, $m_{\text{tot}} = 1500 \text{ кг}$, $g = 10 \text{ м/с}^2$.

8

Адаптивный круиз-контроль

В настоящей главе объясняется активный круиз-контроль. В разделе 8.1 рассматриваются основные компоненты и алгоритм управления. Раздел 8.2 посвящен измерению расстояний и относительных скоростей. В разделе 8.3 представлена информация о способности сближения транспортного средства с АСС с другими транспортными средствами.

8.1 Компоненты и алгоритм управления

Аббревиатура АСС расшифровывается как адаптивный круиз-контроль. АСС является расширением круиз-контроля (СС). СС (также известный как управление скоростью) дает возможность транспортному средству двигаться с постоянной скоростью без вмешательства водителя (с помощью педали тормоза или педали подачи топлива). Для СС используются различные системы. Часто в двигателе имеется только сцепляющий механизм, который проходит через дроссельную заслонку (или управлением количеством впрыска в дизельном двигателе), таким образом, чтобы крутящий момент двигателя мог поддерживать определенную скорость. Быстрые вмешательства, которые необходимы для контроля тяги (ASR), такие как регулировка угла зажигания или подавление отдельных импульсов впрыска, не требуются в СС.

Отправной точкой для математического описания является основное уравнение продольной динамики, которое содержит все сопротивления движению.

Мы вывели уравнение движения для транспортного средства в главе 3, см. Уравнение (8.1):

$$\begin{aligned} \frac{M_{a1}}{r_{wst1}} + \frac{M_{a2}}{r_{wst2}} = c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 \\ + \left(m_b + J_c \left(\frac{i_d}{(1 - S_2) r_{wst2}} \right)^2 + J_e \left(\frac{i_d i_g}{(1 - S_2) r_{wst2}} \right)^2 \right) \ddot{x}_v \\ + \left(m_{a1} + m_{a2} + J_{a1} \frac{(1 - S_1)^2}{r_{wst1}^2} + J_{a2} \frac{1}{(1 - S_2)^2 r_{wst2}^2} \right) \ddot{x}_v \end{aligned}$$

Динамика автомобиля, первое издание. Мартин Мейверк.

© John Wiley & Sons, Ltd., 2015 г. Опубликовано компанией John Wiley & Sons, Ltd., 2015 г. Веб-сайт: www.wiley.com/go/meyerwerk/vehicle

$$\begin{aligned} &+ G \sin \alpha \\ &+ f_{a1} F_{z1} + f_{a2} F_{z2} \end{aligned} \quad (8.1)$$

Нам не нужны все детали, поэтому мы приведем уравнение (8.1) к более простой форме

$$\frac{1}{r_{wst1}}M_{a1} + \frac{1}{r_{wst2}}M_{a2} = c_d A \frac{\rho_a}{2} \dot{x}_v^2 + F_i + F_g + f_{a1}F_{z1} + f_{a2}F_{z2} . \quad (8.2)$$

Крутящий момент регулируется таким образом, чтобы поддерживалась определенная скорость. СС относительно легко реализовать благодаря наличию блока управления двигателем во всех транспортных средствах, поэтому необходимо только самое простое вмешательство в управление двигателем. Расширения СС возможны, если действие тормозной системы может выполняться с существующим ESP и с дополнительным датчиком для измерения расстояний. Таким образом, в простейшей форме СС возможен на всех транспортных средствах.

АСС представляет собой значительное расширение СС; и изначально скорость, установленная водителем на свободной дороге, сохраняется. Если на траектории есть другие транспортные средства, которые движутся медленнее, скорость не будет поддерживаться постоянной, а временной интервал или контроллер расстояния будут удерживать транспортное средство на заранее определенном расстоянии (которое зависит от скорости) от впереди идущего транспортного средства. Структура контроллера для АСС показана на рисунке 8.1. Мы можем наблюдать модель транспортного средства и модель двигателя в структуре управления; оба перевернуты. Кроме того, можно видеть, что АСС подключен к другим системам, в частности к ESP, двигателю и управлению коробкой передач.

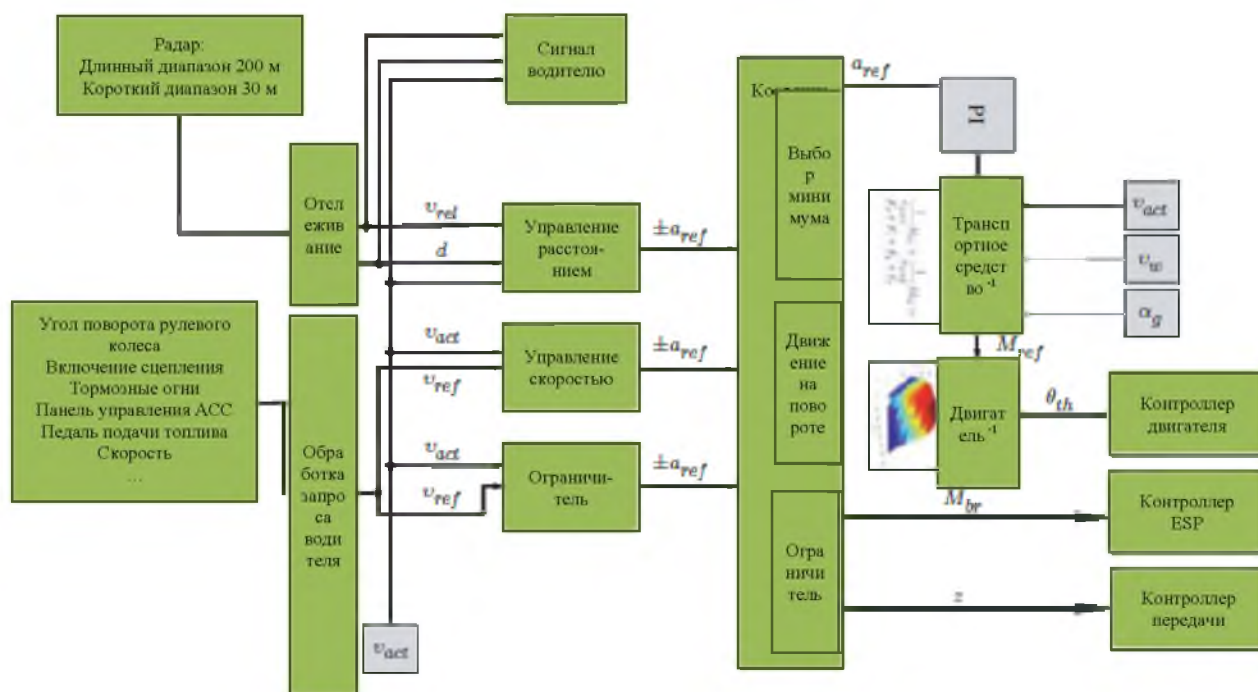


Рисунок 8.1 Контроль АСС (адаптировано из Winner et al. 2012)

Модель продольной динамики транспортного средства из уравнения (8.2) может использоваться двумя способами:

Первый и простой способ - рассчитать максимальный уклон или максимальное ускорение для данного крутящего момента колеса.

Второй способ - назначить одно или несколько сопротивлений, а затем рассчитать необходимый крутящий момент.

Поскольку первый способ часто используется в качестве обычного прямого вычисления, то второй, т.е. противоположный способ, называется инвертированной моделью продольной динамики. Это является причиной выражения «Транспортное средство-1» на рисунке 8.1.

Функциональность АСС может быть кратко изложена в следующих шагах:

Запрос водителя интерпретируется: эталонная скорость, v_{ref} (или заданное значение скорости), которая запрашивается водителем и которая фиксируется водителем через панель управления или рычаг АСС, передается на контроллер скорости (и ограничитель ускорения и устройство предупреждения водителя, обычно визуальный сигнал). Эта передача прерывается, например, когда водитель запрашивает более высокое ускорение, чем указанное для АСС (сброс), когда водитель тормозит, когда нажимают на педаль сцепления и т. д.

Следующий уровень управления состоит из трех блоков (помимо устройства предупреждения, которое не имеет электронного управления, но имеет функцию управления человеком, служащую, например, для мотивации водителя снизить скорость):

Контроллер скорости устанавливает требуемое ускорение, чтобы достигнуть заданного значения скорости, v_{ref} . Для этого заданное значение скорости, v_{ref} , сравнивается с фактической скоростью, v_{act} . Функция разности $v_{ref} - v_{act}$ дает желаемое ускорение a_{ref} : $a_{ref} < 0$, если $v_{ref} - v_{act} < 0$, или же $a_{ref} > 0$, если $v_{ref} - v_{act} > 0$. Контроллер скорости должен выбрать a_{ref} таким образом, чтобы водителю было удобно (например, не слишком быстро, чтобы не заставлять водителя нервничать, не слишком медленно, чтобы не раздражать водителя). Контроллер скорости может выполнять и другую задачу: заданное значение ускорения, a_{ref} , дает желаемый крутящий момент для двигателя; поэтому возможно эксплуатировать двигатель в экономичном состоянии.

Ограничитель скорости может, например, учитывать законодательные требования или стандарты ISO. На рисунке 8.2 показаны пределы ускорения и пределы торможения в соответствии с ISO 22179. В первом варианте, при базовой стратегии управления ACC в соответствии с ISO 15622, ACC отключается ниже $v_{low,max} = 5 \text{ m/s}$. Минимальная установленная скорость $v_{set,min} = 7 \text{ м / с}$. Максимальное или минимальное ускорение зависит от скорости. Требования ISO 22179 (FSRA: адаптивный круиз-контроль с полным диапазоном скоростей; система рассчитана от остановки на максимальной скорости) устанавливают различные ограничения, но также возможна регулировка остановки транспортного средства.

Последним блоком управления на этом уровне является контроллер расстояния (или контроллер промежутка времени). Входными значениями контроллера расстояния являются сигналы от радиолокационного датчика (относительная скорость транспортного средства, движущегося

впереди и расстояние до этого транспортного средства) и фактическая скорость, v_{act} . Эти данные используются для получения желаемого ускорения; в то время как заданное значение ускорения, a_{ref} , регулятора скорости в основном положительное, заданное значение ускорения регулятора расстояния будет отрицательным, если расстояние слишком мало или оно чередуется при последующем управлении.

Заданные значения для ускорения координируются в следующем блоке, который учитывает особые ситуации, такие как поворот. Если желаемое отрицательное ускорение a_{ref} больше (в пересчете на его абсолютное значение), чем ускорение, которое двигатель способен обеспечить от крутящего момента, к колесам должен быть приложен дополнительный тормозной момент с помощью ESP. Если ACC работает во всем диапазоне скоростей, необходима роботизированная или автоматическая коробка передач для переключения передач во время изменения скорости. Переключение с контроля скорости на контроль дистанции и наоборот происходит автоматически, так что водитель не должен вмешиваться.

Последний блок состоит из PI-контроллера, который описан ниже.

Чтобы определить опорный крутящий момент колеса, M_{ref} , который необходим для достижения заданного значения ускорения, a_{ref} , мы установили a_{ref} , фактическую скорость, v_{act} , а также коэффициент передачи, z , в уравнении (8.1). Используя эти три переменные, можно определить сопротивление ускорению, F_i , и сопротивление воздуха, F_a (с нулевой скоростью ветра). Поскольку наклон дороги не может быть легко измерен (наклон можно, например, оценить с помощью датчика продольного ускорения, который должен быть скорректирован с помощью ускорения транспортного средства, которое является результатом оценки

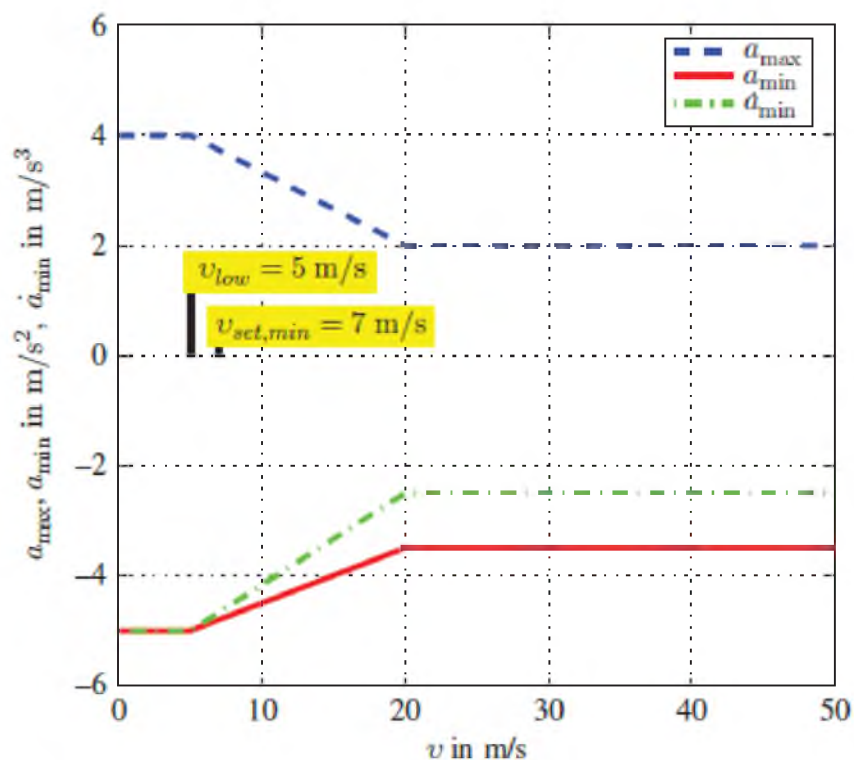


Рисунок 8.2 Пределы ускорения для ACC: ISO 15622 и ISO 22179

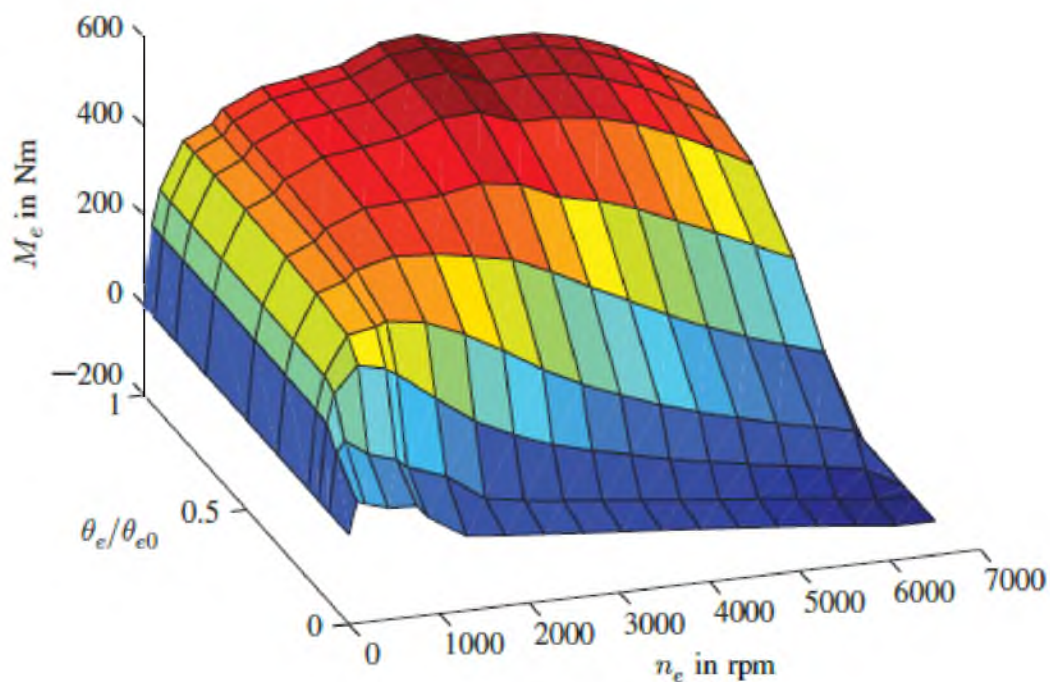


Рисунок 8.3 Трёхмерная характеристика двигателя: крутящий момент двигателя,

M_e , в зависимости от скорости, n_e , и относительное положение дроссельной заслонки, θ_e/θ_{e0} (крутящий момент двигателя) и текущий набор шин и давление в шинах не известны, сопротивление качению и уклону не могут быть определены, а просто оценены приблизительно.

Сумма ускорения и сопротивления воздуха может быть использована для оценки желаемого крутящего момента колеса, $M_{w \text{ ref}}$, который дает желаемый крутящий момент на двигателе, M_{ref} (z включенная передача, i_d коэффициент передачи дифференциала, i_z коэффициент

передачи трансмиссии):

$$M_{\text{ref}} = \frac{1}{i_d i_z} M_{w \text{ ref}} . \quad (8.3)$$

Используя желаемый крутящий момент, M_{ref} и фактическую скорость, $n_{\text{act}} = i_d i_z n_w$, двигателя (n_w это скорость колес) можно определить угол дроссельной заслонки, θ_e , необходимый для обеспечения желаемого крутящего момента двигателя. Для этого используется трёхмерная характеристика двигателя, такая как на рисунке 8.3. Глядя на трёхмерную характеристику двигателя, $M_e = M_e(n_e, \theta_e)$, как функция двух переменных скорости, n_e и угол дроссельной заслонки, θ_e видим, что определение угла дроссельной заслонки θ_e - это своего рода инверсия M_e . Вот почему некоторые опубликованные источники и рисунок 8.1 ссылаются на $\theta_e = M_e^{-1}(M_{\text{ref}}, n_{\text{act}})$ или двигатель -1.

Расстояние между двумя транспортными средствами, необходимое для безопасной работы, зависит от скорости. Нижняя граница для расстояния обычно определяется минимальным временным промежутком $\tau_{\text{min}} = 1\text{s}$, это время, которое требуется автомобилю с ACC, чтобы пройти расстояние до автомобиля впереди. Минимальное расстояние, d_{min} , рассчитывается по формуле

$$d_{\text{min}} = \tau_{\text{min}} v . \quad (8.4)$$

В ISO 15622 промежуток времени рекомендуется между 1,5 с и 2,2 с.

8.2 Измерение расстояний и относительных скоростей

Сложность работы с ACC состоит в том, чтобы определить, помимо расстояния, относительную скорость впереди идущего транспортного средства, одновременно различая соответствующие транспортные средства, движущиеся в той же полосе движения, и прочие транспортные средства, движущиеся в других полосах движения.

Определение расстояния и скорости часто выполняется с помощью радиолокатора расстояния. Существуют разные способы определения расстояния с помощью радара. Один из принципов измерения заключается в том, что излучаемая радиолокационная волна отражается от металлического объекта, а отраженная (электромагнитная) волна обрабатывается сигналом приемника, что указывает на расстояние и относительную скорость. Относительное расстояние основано на определении временной задержки, необходимой для возвращения излучаемого сигнала в приемник. Относительная скорость может быть определена с помощью доплеровского сдвига частоты.

Поскольку прямое определение расстояния с использованием временной задержки электромагнитных волн и прямое определение скорости с помощью эффекта Доплера относительно дороги (вам нужны высокие частоты дискретизации, чтобы обнаружить задержку по времени и доплеровский сдвиг) 1, ACC часто использует радиолокаторы расстояния с косвенным определением с помощью так называемого FMCW (частотно-модулированной непрерывной волной). В этом методе частота синусоидального сигнала изменяется линейно (линейное изменение частоты) как с отрицательным, так и с положительным наклоном. Сдвиг частоты принимаемого сигнала основан, во-первых, на эффекте Доплера из-за относительной скорости и, во-вторых, на том факте, что принятый сигнал был передан в то время, когда передавалась другая частота в момент приема (последний эффект является результатом временной задержки).

Давайте предположим, что f_s частота передаваемого сигнала, изменяется линейно согласно следующей формуле ($f_0 = 76,5 \text{ GHz}$ or $f_0 = 24 \text{ GHz}$)

$$f_s(t) = f_0 + m_1 t. \quad (8.5)$$

Получаем частоту полученного сигнала

$$f_e(t) = f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) - 2 \left(f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}.$$

Второе слагаемое формулы представляет собой сдвиг частоты из-за временной задержки, третье слагаемое формулы представляет сдвиг частоты из-за эффекта Доплера.

Полученный сигнал с частотой f_e и передаваемый сигнал с частотой f_s смешиваются путем добавления сигналов; поскольку разность частот мала, в результате получается сигнал, который включает в себя такт с относительно низкой частотой (равной половине разности частот). Второй частотный компонент (среднее значение частот) этого смешанного сигнала огромный. После фильтрации нижних частот и быстрого преобразования Фурье мы получаем разность частот, Δf по измерениям. Эта разность частот может быть рассчитана из двух сигналов f_s и f_e в момент времени t ; мы получаем

¹ Если для расстояния между транспортными средствами требуется разрешение 5 м, разница во времени составляет $10 \text{ м} / 3 \times 10^8 \text{ м} / \text{с} = 1/3 \times 10^{-8} \text{ с}$, величина относительного сдвига частоты составляет приблизительно $\Delta v_{\text{rel}}/c = 1/3 \times 10^{-8} \text{ с}$ для разрешения скорости 1 м / с.

$$\begin{aligned} \Delta f(t) &= \frac{1}{2} |f_e - f_s| \\ &= \left| -\frac{dm_1}{c} - \left(f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c} \right|. \end{aligned} \quad (8.7)$$

Если Δf_1 это измеренная частота такта, и если мы подставим это уравнение (8.7), то получим

$$\Delta f_1 = -\frac{dm_1}{c} - \left(\underbrace{f_0 + m_1 \left(t - \frac{2d}{c} \right)}_{=\Delta f \ll f_0} \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}. \quad (8.8)$$

Уравнение (8.8) является нелинейной функцией для двух неизвестных переменных, расстояния, d и относительной скорости, v_{rel} . Это означает, что расстояние, d и относительная скорость, v_{rel} , не могут быть получены из одного измерения Δf_1 , необходимо хотя бы еще одно измерение. Чтобы получить хорошие результаты (в отношении ошибок измерений), необходимо провести второе измерение с другим наклоном m_2 для изменения частоты. Если наклон изменен на m_2 , а затем частота такта, Δf_2 , снова измеряется, второе уравнение для d и v_{rel} также получается

$$\Delta f_2 = -\frac{dm_2}{c} - \left(f_0 + m_2 \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}. \quad (8.9)$$

Учитывая пересечение уравнений (8.8) и (8.9) на графике, где время измерения должно быть выбрано для времени t получаем желаемое расстояние, d , и желаемую относительную скорость, v_{rel} . Предполагая, что изменения частоты относительно невелики, $\Delta f_i, (i = 1, i = 2)$ относительно основной частоты, f_0 мы можем пренебречь нелинейным членом в уравнениях (8.8) и (8.9), посредством чего определение d и v_{rel} сводится к простому решению линейной системы двух уравнений.

На рисунке 8.4 показано, как изменяются частотные характеристики для радарного датчика. Здесь, мы наблюдаем более двух наклонов. Эти наклоны, которые различаются как по знаку, так и по величине, могут использоваться для более точного определения относительной скорости и расстояния.

Теперь рассмотрим различные частотные линейные изменения с разными наклонами, m_i ($i = 1, \dots, 4$), как показано на рисунке 8.4. Медленно растущий уклон будет добавлен к данному рисунку (при том же самом абсолютном значении наклонов). Если мы предположим, что измерения тактовой частоты, Δf , имеют погрешность 1%, то для вычисления возможных расстояний, d и относительной скорости, v_{rel} , необходимо решить уравнение

$$(1 \pm 1\%) \Delta f = -\frac{dm_i}{c} - \left(f_0 + m_i \left(t - \frac{2d}{c} \right) \right) \frac{v_{\text{rel}}}{c}$$

Пределы показаны на рисунке 8.5. Параметры для этого рисунка: расстояние $d = 120$ м и относительная скорость $v_{\text{rel}} = 10$ м / с.

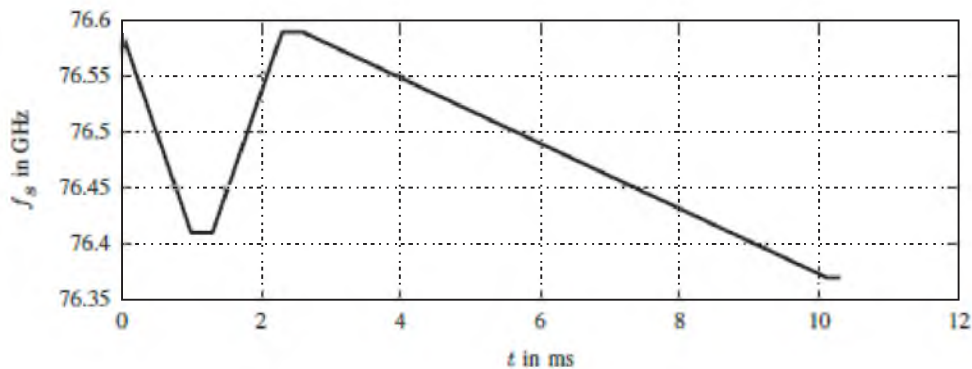


Рисунок 8.4. Изменения частоты при разных уклонах для улучшения определения относительной скорости (адаптировано из Winner et al. 2012)

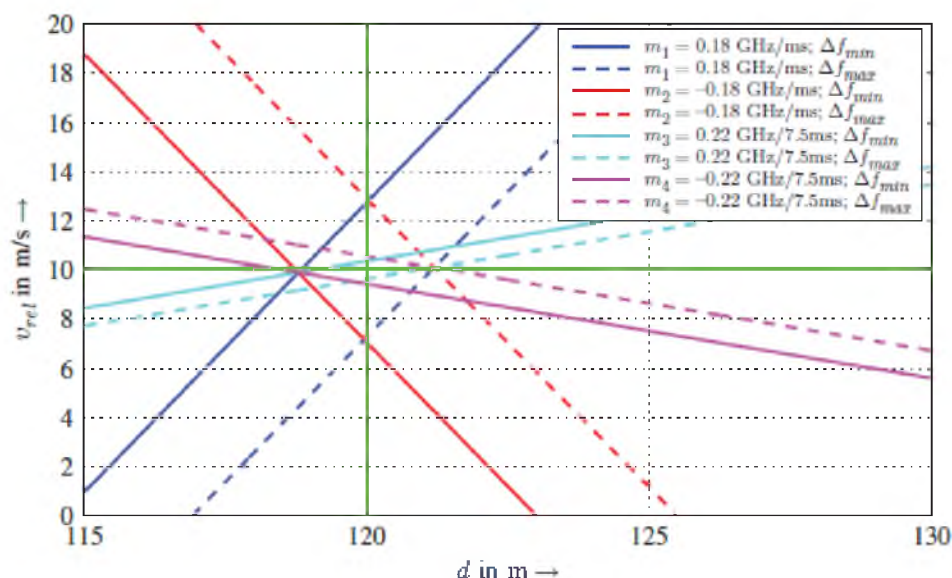


Рисунок 8.5 Определение частоты для различных изменений частоты, ошибки для частоты такта, каждая $\pm 1\%$

В идеале, без каких-либо ошибок, кривые должны пересекаться в точке $(d, v_{\text{rel}}) = (120 \text{ м}, 10 \text{ м/с})$. Можно видеть, что неточность метода, в котором используются только два быстрых наклона, выше, чем при использовании двух медленных наклонов. Следовательно, использование третьей медленно увеличивающейся функции повышает точность.

Несколько антенн и приемников дополнительно используются для прогнозирования направления, с которого поступает отраженный луч. Рисунки 8.6–8.9 изображают диапазоны обнаружения для каждого из трех разных передатчиков. Некоторые устройства иногда также работают с четырьмя передающими и приемными устройствами.

Рисунки 8.6–8.9 иллюстрируют примеры конфигураций, которые должны быть распознаны АСС. Примеры включают ситуации, в которых транспортное средство покидает свою полосу движения, и другое транспортное средство движется в зону обнаружения, как показано на рисунке 8.6. В этой ситуации медленно движущееся транспортное средство 1 кратковременно отображается между двумя точками во времени в пределах диапазона обнаружения АСС, но затем снова остается с правой стороны. Более быстрое транспортное средство 2 появляется слева. АСС должен различать эти два транспортных средства, что не сложно в показанной ситуации из-за разных положений и разных скоростей.

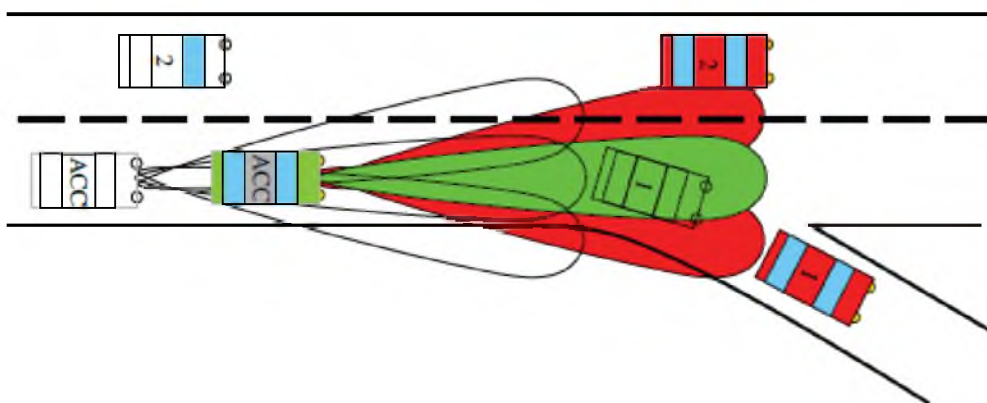


Рисунок 8.6 Медленное транспортное средство 1 в настоящее время находится в зоне обнаружения АСС и снова покидает его; и транспортное средство 2 находится в зоне покрытия

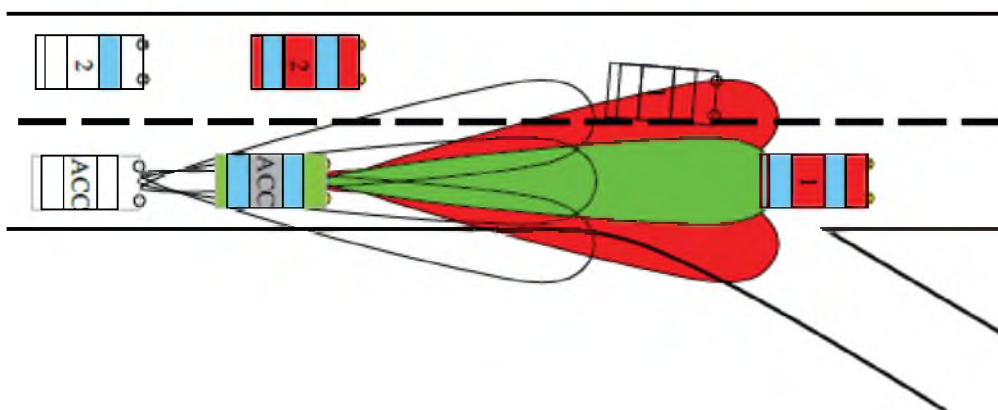


Рисунок 8.7 Транспортное средство 1 входит в зону обнаружения транспортного средства с АСС

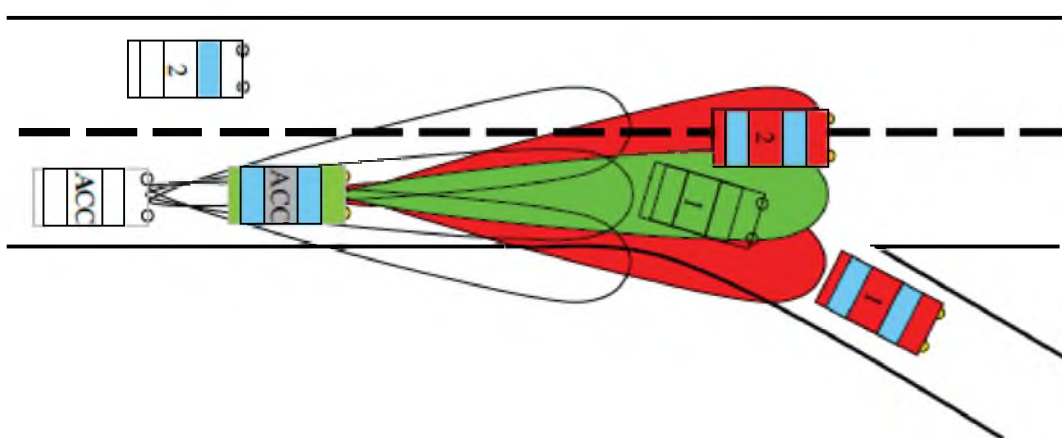


Рисунок 8.8 Транспортное средство 2 движется в зону обнаружения транспортного средства АСС, транспортное средство 1 выходит из зоны действия

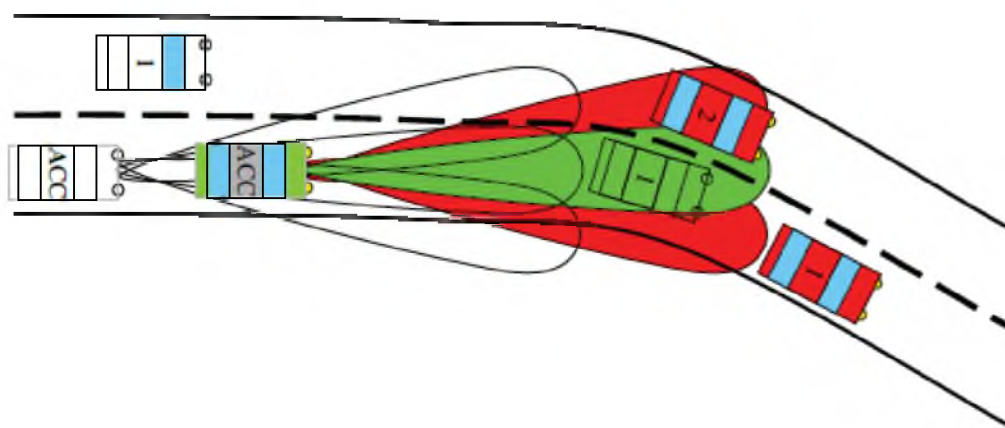


Рисунок 8.9 При обстановке, показанной на рисунке 8.8, АСС не может быть изменен из-за более быстрого движения транспортного средства в другой полосе

На рисунке 8.7 показан случай, когда АСС переключается с контроля скорости на контроль расстояния, потому что транспортное средство 1 проходит безопасное расстояние. В этой ситуации произошло бы снижение скорости автомобиля с АСС. Если транспортное средство 1 было очень медленным, то транспортное средство с АСС также резко снизило скорость. Обстоятельства, показанные на рисунке 8.8, иллюстрируют случай, аналогичный случаю на рисунке 8.6. В отличие от 8.6, АСС должен вмешиваться на рисунке 8.8, потому что более быстрое транспортное средство 2

находится в средней зоне обнаружения и, следовательно, в той же полосе, что и транспортное средство с АСС. Тот факт, что медленное транспортное средство 1 ранее находилось в этой области, означает, что сигналы АСС должны различать два транспортных средства от боковых секций обнаружения и измеренных скоростей транспортных средств. По этой причине системы АСС работают с алгоритмами отслеживания для расчета траекторий этих транспортных средств.

Сравнивая ситуации на рисунках 8.8 и 8.9, мы видим, что расположение задействованных транспортных средств одинаково, и отличаются только направления. В случае рисунка 8.9 АСС может не вмешиваться в обстоятельства. Поскольку системы АСС также могут в некоторой степени работать в диапазоне низких скоростей, ситуация показывает повышенные требования к АСС.

Поскольку АСС подключен к ESP, роботизированной или автоматической коробке передач и блоку управления двигателем, все сигналы управления этих устройств доступны. Поэтому АСС также может распознать поворот благодаря датчику бокового ускорения ESP. Для такой ситуации, то есть для обнаружения поворотов и транспортных средств, движущихся по искривленной траектории впереди, можно использовать эти сигналы датчиков. Опять же, существуют ситуации, подобные показанным на рисунке 8.9, где распределение явно невозможно. Следовательно, в оборудовании АСС реализованы алгоритмы отслеживания транспортных средств на их предполагаемых маршрутах движения.

Функциональность АСС ограничена или полностью утрачена в случае сбоя одного из управляющих устройств, на которых основан АСС (блок управления двигателем, управление коробкой передач и ESP). Это допустимо, поскольку АСС может быть реализован гораздо более экономно, полагаясь на существующие исполнительные механизмы и датчики этих трех систем, чем если бы он был установлен со своим собственным отдельным набором датчиков и исполнительных механизмов.

8.3 Способность сближения с транспортными средствами

Если перед автомобилем с АСС появляется медленно движущееся транспортное средство, транспортное средство с АСС должно снизить скорость. Так называемая аппроксимационная способность — это максимальная разность скоростей, Δv_0 , которая может быть проконтролирована АСС.

Здесь предполагается, что максимальное ускорение, $a_{\max}$, достигается линейно от значения 0 (см. рисунок 8.10). Наклон $\gamma_{\max}$ (это рывок, который должен быть ограничен по соображениям комфорта, ср. Рисунок 8.2), время, необходимое для создания максимального ускорения τ_{up} , следовательно, ускорение определяется

$$a(t) = \begin{cases} \gamma_{\max} t & \text{for } t \leq \tau_{\text{up}} \\ a_{\max} & \text{for } t > \tau_{\text{up}} \end{cases} \quad (8.11)$$

В результате время для наращивания максимального ускорения, τ_{up} , выполняет следующие отношения:

$$\tau_{\text{up}} = \frac{a_{\max}}{\gamma_{\max}} \quad (8.12)$$

Интегрируя ускорение, мы получаем относительную скорость, $\Delta v(t)$. Относительная скорость $\Delta v(t)$, начинается с начальной дифференциальной скорости, Δv_0 , затем сначала уменьшается параболически, а затем линейно до 0. Значение 0 достигается во время τ_e ,

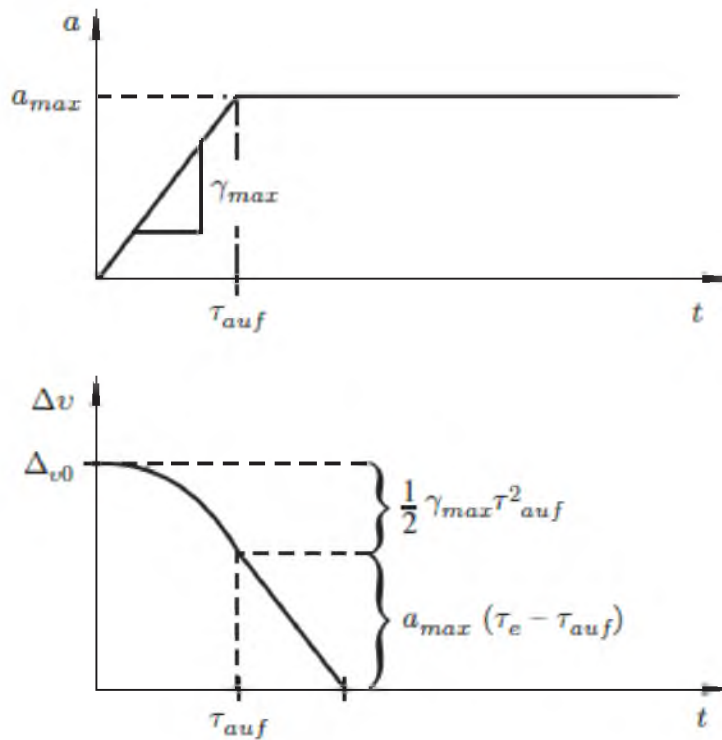


Рисунок 8.10 Определение способности сближения

В дальнейшем мы предполагаем, что время τ_e происходит после достижения максимального ускорения, поэтому $\tau_e > \tau_{up}$. Кривая относительной скорости тогда определяется как

$$\begin{aligned}\Delta v(t) &= \Delta v_0 + \frac{1}{2} \gamma_{\max} \tau_{up}^2 + a_{\max} (t - \tau_{up}) \\ &= \Delta v_0 - \frac{a_{\max}^2}{2 \gamma_{\max}} + a_{\max} t .\end{aligned}\tag{8.13}$$

Условие, что разница в скорости должна исчезнуть, $\Delta v(\tau_e) = 0$, дает нам уравнение для времени τ_e . Интегрируя кривую скорости, получим кривую расстояния, $\Delta s(t)$, это начинается с расстояния d_0 , которое присутствует между транспортными средствами, когда они объединяются, и уменьшается со временем.

Это расстояние не должно быть ниже определенного минимального расстояния, $d_{\min}$. Подставляя в формулу для дифференциального расстояния, Δs , мы получаем $\Delta s(\tau_e) = d_{\min}$.

Преобразование даст отношение между минимальным расстоянием, $d_{\min}$ и относительной скоростью.

8.4 Вопросы и Упражнения

Вспоминая

1. Назовите два режима управления, на которых обычно основан АСС.

2. Приведите порядок величин для пределов ускорения АСС.
3. На какие компоненты мехатронной системы опирается АСС?
4. Что произойдет, если один из этих компонентов системы выйдет из строя?

Понимая

1. Объясните функционирование АСС.
2. Объясните связь между продольной динамикой, трёхмерной характеристикой двигателя и алгоритмами управления АСС.
3. Объясните, как расстояние и скорость транспортных средств, движущихся впереди, определяются с помощью FMCW.
4. Как система АСС должна быть оснащена датчиками для определения полной продольной динамики?
5. Опишите ситуации вождения, которые иллюстрируют необходимость системы отслеживания транспортных средств.
6. В контексте продольной динамики транспортного средства, что в целом влияет на наличие переменных помех в системах АСС?

Применяя

1. Рассчитайте тактовую частоту, полученную в результате эффекта Доплера, и время распространения волны (расстояние между транспортными средствами составляет 150 м) для сигнала, который передается в момент времени. $t = 0 \text{ s}$,

Частота передаваемого сигнала $f_s = f_0 + mt$ ($f_0 = 74 \text{ GHz}$) где время и $m = 100 \text{ MHz/s}$.

Относительная скорость автомобилей $v_{\text{rel}} = 3 \text{ m/s}$. Пожалуйста, используйте $c = 3 \times 10^8 \text{ m/s}$ для скорости электромагнитных волн. Сдвиг частоты может быть аппроксимирован: $\Delta f = 2v_{\text{rel}}f_s/c$.

Подсказка: тактовая частота передаваемой частоты f_s и полученная частота f_r является $\Delta f = |(f_s - f_r)/2|$.

- Рассчитайте время распространения T_p в обе стороны (от автомобиля с АСС, до впереди идущего автомобиля и обратно до автомобиля с АСС). Для этого необходимо пренебречь изменением расстояния между автомобилями во время распространения волн.
- Рассчитайте тактовую частоту по времени распространения волны между переданным и принятым сигналами для $t = T_p$,
- Рассчитайте тактовую частоту и эффект Доплера между принятым сигналом и передаваемым сигналом

9

Динамика движения

Плавность хода является важным аспектом комфорта для клиентов, и это один из критериев при принятии решения о покупке автомобиля. Восприятие плавности хода не может быть измерено как объективная ценность, но зависит от восприятия и опыта клиента, и поэтому существует множество факторов, влияющих на суждение клиента о комфорте: возраст, пол, то, привык ли клиент к управлению автомобилем высокого или низкого уровня комфорта, возможно, даже здоровье клиента. Помимо этих внутренних факторов, на которые не может влиять производитель автомобилей, существуют внешние факторы: шум, вибрация, тепло и поток воздуха. На все последние факторы можно повлиять. В данной главе мы концентрируемся в основном на вибрации, источниках вибрации и на том, как их можно уменьшить или как на них повлиять.

Поскольку плавность движения является важным фактором для покупателя, приобретающего конкретное транспортное средство, она также является важным аспектом и для производителя оригинального оборудования (ОЕМ). Хотя плавность хода субъективна, существует много методов измерения или оценки движения, чтобы получить объективную оценку.

Первый этап современной разработки транспортного средства в настоящее время является чисто виртуальным, что означает, что все транспортное средство существует только на различных компьютерах в качестве модели САПР, в качестве модели для оценки жесткости кузова, в качестве модели динамики движения транспортного средства, в качестве модели аварийных испытаний для безопасности пассажиров, в качестве вибрационной модели для трансмиссии, а, в зависимости от стратегии ОЕМ в процессе виртуальной разработки, могут быть и другие модели. Это означает, что плавность хода как один из аспектов комфорта также можно оценить на ранних этапах разработки с помощью моделей. Основное различие между данными виртуальными методами заключается в том, присутствует ли там человек, чтобы судить о плавности хода, или существует ли перцепционная модель человека.

Метод с человеком требует симулятора вождения или комфорта; такой симулятор описывает динамическое поведение автомобиля с помощью многочастичных систем (MBS). В методе без человека требуется процедура для вычисления восприятия человеком.



Рисунок 9.1 Внутренние и внешние источники

В этой главе мы сконцентрируемся на источниках шума и вибрации и на основных средствах воздействия шума и вибрации в окружающей среде пассажира, то есть на вибрацию сиденья, рулевого колеса и места, где находятся ноги (например, педали) и шум, воспринимаемый на слух.

Возбуждения вибраций и шума можно условно разделить на внутренние и внешние источники. Помимо источников возбуждения, пути передачи от источника к пассажиру также важны для снижения шума и вибрации, поступающей к пассажиру.

Внешние источники (см. Рисунок 9.1) являются результатом неровных дорог (неровности дороги и одиночные препятствия, такие как неровности), встречного ветра и шума, создаваемого другими транспортными средствами. На неровные дороги и шум других транспортных средств нельзя влиять, они определяются окружающей средой. Ветер от погоды также предопределен, в то время как OEM-производитель может влиять на шум, создаваемый выступающими частями транспортных средств. Избегание таких выступающих или генерирующих турбулентность деталей является проблемой аэродинамической оптимизации транспортного средства, и эта область развития транспортного средства не рассматривается в этом рассмотрении.

Внутренними источниками являются главным образом двигатель и вращающиеся части всей трансмиссии (трансмиссия, карданный вал, дифференциал, ведущие валы и колеса). Эти детали учитываются при разработке нового автомобиля. Внутренние источники вызваны импульсами запуска двигателя (в случае двигателя внутреннего сгорания), поршнями с возвратно-поступательным движением и дисбалансом массы во всех вращающихся частях.

В дополнение к источникам пути передачи также играют важную роль в оценке и оптимизации вибраций. Помимо источников, Рисунок 9.2 иллюстрирует некоторые возможные пути передачи (не все). Пути передачи делятся на те, которые принадлежат внешним и те, которые принадлежат внутренним источникам. Одним из важных факторов являются соединения между источниками (например, двигатель внутреннего сгорания, дисбаланс массы вала) и шасси, например, центральный подшипник карданного вала, опоры силовой установки (двигатель и трансмиссия), втулки между подвеской и шасси или между подрамником и шасси или подвесками выхлопной системы.

Огромные усилия прикладывают, для изоляции колебания силовой установки от шасси, особенно при проектировании креплений. Зачастую

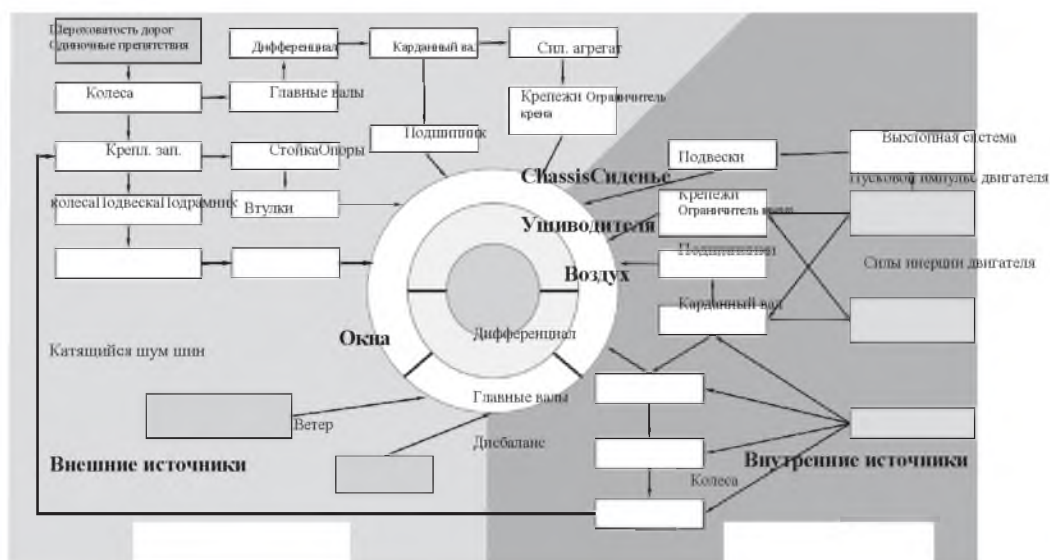


Рисунок 9.2 Пути передачи колебаний

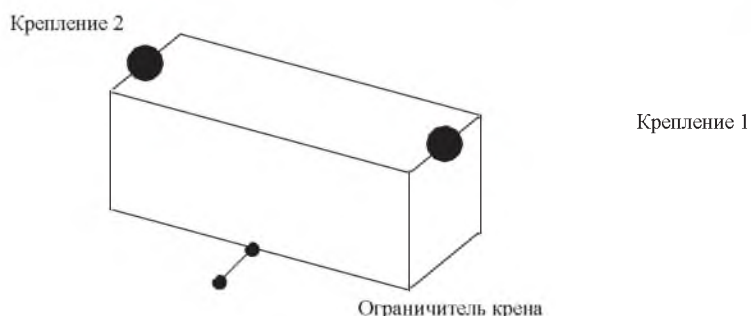


Рисунок 9.3 Опоры на силовом агрегате

силовая установка фиксируется в двух креплениях на шасси (иногда называемых опорой двигателя и коробки передач) и дополнительным ограничителем крена (для фиксации последней степени свободы; см. Рисунок 9.3). Крепления на силовых установках могут быть выполнены в виде гидродинамических резиновых втулок с особыми характеристиками для уменьшения отчетливых колебаний для особых частотных интервалов.

Существуют разные пути передачи колебаний и шума. Шум встречного ветра, например, проникает в автомобиль через окна и шасси, и от этих частей, вибрации вызывают колебания воздушной полости внутри транспортного средства, что приводит к шуму в ушах пассажиров или водителя.

В следующих двух разделах мы рассмотрим детали, касающиеся уменьшения крутильных колебаний трансмиссии и вибрации, вызванные неровными дорогами.

9.1 Вибрация, вызванная неровными дорогами

В этом разделе рассматриваются вибрации транспортных средств, вызванные неровностями поверхности дороги. Рассматриваемые частоты колеблются от 0 до 25 Гц. Вибрации рассчитываются для того, чтобы ответить на ряд вопросов.

Комфорт. Одним из необходимых требований, которому должно отвечать транспортное средство, является то, что водитель должен иметь возможность эксплуатировать транспортное средство в течение длительного периода времени без ущерба для здоровья и без недомогания. Кроме того, сиденье, руль и педали не должны чрезмерно вибрировать, поскольку такие вибрации также снижают комфорт. Вибрации всего салона автомобиля должны быть низкими, чтобы минимизировать акустическую нагрузку на пассажиров.

Безопасность вождения: Вибрация автомобиля также заставляет нагрузку на колесо колебаться. Если колебание нагрузки на колесо столь же велико, как и статическая нагрузка на колесо, это приводит к уменьшению нагрузки на колесо, что означает, что не могут быть переданы никакие дополнительные боковые и окружные силы.

Деформация дорожного покрытия. Колебания нагрузки на колесо создают нагрузку на поверхность дороги в дополнение к статическим нагрузкам на колесо.

Техническая прочность: прочность уменьшается из-за вибрационных нагрузок. Следствием этого является уменьшение срока службы деталей автомобиля.

Багажное пространство: Вибрация транспортного средства не должна приводить к столкновению деталей друг с другом, так как это, во-первых, вызывает шумовые помехи, а во-вторых, приводит к большой нагрузке на детали или их разрушению. Для этого рассчитанное пространство должно быть рассчитано под вибрационную нагрузку.

9.1.1 Затухающий гармонический осциллятор

Затухающий гармонический осциллятор, показанный на рисунке 9.4, служит представлением и вариантом основных принципов теории вибрации.

Безмассовое колесо движется по неровной поверхности дороги. Масса m составляет одну четверть всей машины. Между массой m и колесом находится амортизатор (постоянная демпфера b) и пружина (постоянная пружины k). Генератор одиночной массы движется с постоянной скоростью v . Требуемыми параметрами являются движение $z(t)$ массы m и динамическое колебание нагрузки колеса F_{zdyn} .

Из диаграммы свободного тела получаем

$$m_z + F_d + F_s = 0. \quad (9.1)$$

Мы предполагаем, что силы пружины и амортизатора линейно зависят от расстояний и скоростей. Следовательно, результат

$$F_d = b(\dot{z} - \dot{h}), \quad (9.2)$$

$$F_s = k(z - h). \quad (9.3)$$

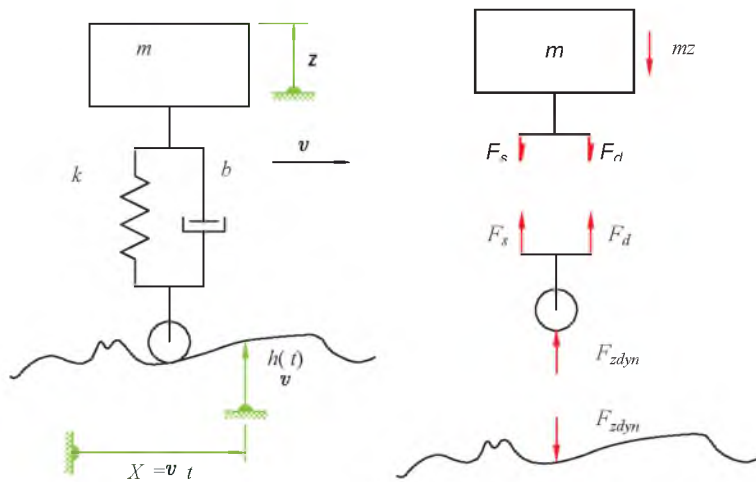


Рисунок 9.4 Затухающий гармонический осциллятор

Отсюда получаем уравнение движения массы m

$$mz'' + bz' + kz = bh' + kh \quad (9.4)$$

и динамическое колебание нагрузки на колесо

$$F_{zdyn} = -F_s - F_d \quad (9.5)$$

Сначала рассмотрим естественные колебания системы. Их можно получить, решив однородное дифференциальное уравнение

$$mz'' + bz' + kz = 0. \quad (9.6)$$

С помощью сокращений $\sigma = \frac{b}{2m}$ и $\nu^2 = \frac{k}{m}$, посредством $e^{\lambda t}$ -подхода $z_{hom} = \hat{z} e^{\lambda t}$ получим характеристический многочлен

$$\lambda^2 + 2\sigma\lambda + \nu^2 = 0. \quad (9.7)$$

Из уравнения (9.7) получаем два собственных значения:

$$\lambda_{1,2} = -\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 - \nu^2}, \quad (9.8)$$

из которого получается решение однородного дифференциального уравнения:

$$z_{hom} = \hat{z}_1 e^{-\sigma t} e^{j\sqrt{\nu^2 - \sigma^2} t} + \hat{z}_2 e^{-\sigma t} e^{-j\sqrt{\nu^2 - \sigma^2} t}. \quad (9.9)$$

Здесь $\hat{z}_1$ подвергается комплексному сопряжению с $\hat{z}_2$. Если система не слишком сильно затухает (это имеет место при $\nu^2 > \sigma^2$), то σ - постоянная распада, а собственная частота системы.

Определено $\sqrt{\nu^2 - \sigma^2}$ ое решение уравнения движения для частного случая, когда неровность поверхности дороги h является функцией косинуса. Чтобы упростить расчет, мы полагаем $h(x)$ как сложное:

$$h(x) = \hat{h} e^{j\kappa x}. \quad (9.10)$$

В конечном счете, именно реальная часть представляет интерес для решения. Подставляя это в уравнение движения, получим при $x = vt$:

$$mz''_{part} + bz'_{part} + kz_{part} = b\hat{h} j\kappa v e^{j\kappa vt} + k\hat{h} e^{j\kappa vt}. \quad (9.11)$$

Свободный параметр κ здесь не является собственным значением, как указано выше, а вместо этого является угловым волновым числом

$$\kappa = \frac{2\pi}{L}, \quad (9.12)$$

где L - длина волны гармонической неровности поверхности дороги. Вставка выражения (9.13) для частного решения z_{part} в уравнения движения

$$z_{\text{part}} = \hat{z}_{\text{part}} e^{j\kappa v t}, \quad (9.13)$$

$$\hat{z}_{\text{part}} = \hat{h} \frac{j b \kappa v + k}{-m(\kappa v)^2 + j b \kappa v + k}. \quad (9.14)$$

дает выражение

$$\kappa v = \omega \quad (9.15)$$

является угловой частотой, с которой система возбуждается. Выражение

$$\frac{\hat{z}_{\text{part}}}{\hat{h}} = \frac{b j \omega + k}{-m \omega^2 + b j \omega + k} \quad (9.16)$$

называется передаточной функцией.

Если вводится отношение частоты возбужденной частоты к естественной угловой частоте

незатухающей системы, $\eta = \omega / \sqrt{k/m}$, и постоянная демпфирования $D = b / (2m\sqrt{k/m})$,

коэффициент увеличения или передаточную функцию (9.16) можно переписать как

Следовательно, передаточная функция просто зависит от постоянной затухания D и отношения

$$\frac{\hat{z}_{\text{part}}}{\hat{h}} = \frac{1 + j 2 D \eta}{(1 - \eta^2) + j 2 D \eta}. \quad (9.17)$$

частот η . Зачастую искомое направлено только на величину передаточной функции, фаза играет подчиненную роль.

Для многих вопросов оно представляет также ускорение, а не отклонение или путь. Рисунок 9.5 - график ускорения массы, m . Функция получается из сложных функций увеличения путем формирования абсолютного значения:

$$\left| \frac{\hat{z}_{\text{part}}}{\hat{h}} \right| = \nu^2 \eta^2 \sqrt{\frac{1 + 4 D^2 \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 D^2 \eta^2}}. \quad (9.18)$$

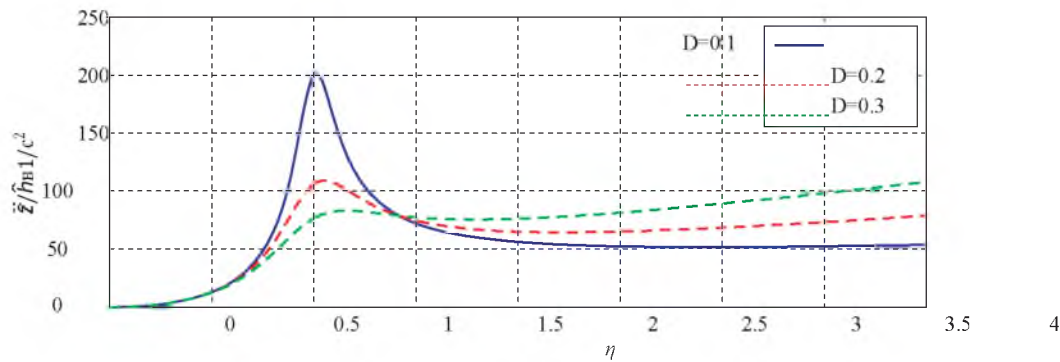


Рисунок 9.5 Функция увеличения для ускорения

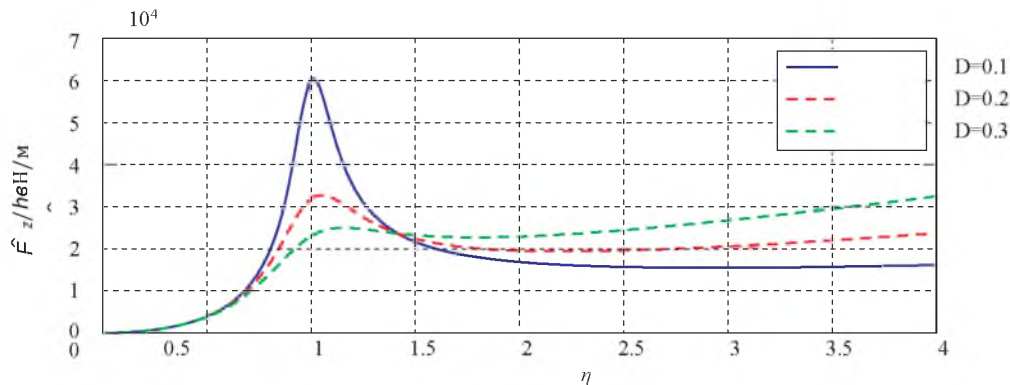


Рисунок 9.6 Функции увеличения для колебаний нагрузки на колесо

Здесь $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ собственная угловая частота незатухающей системы. На

рисунках 9.5 и 9.6 показаны функции увеличения для собственной частоты 1 Гц (отсюда: $\nu = 2\pi \cdot 1$) и для коэффициентов демпфирования $D = 0,1$, $D = 0,2$ и $D = 0,3$. На нижнем графике показаны колебания нагрузки на колесо для массы $m = 300$ кг. Если для возбуждения предполагается амплитуда $h = 0,1$ м, можно увидеть, что нагрузка на колесо между $D = 0,1$ и $D = 0,2$ становится равной нулю на величину $\eta \approx 1$. Функция увеличения для силы на рисунке 9.6 может получить для этой простой механической системы умножением функции из рисунка 9.5 на массу $m = 300$ кг. Если поверхность дороги периодически неровная, эта неровность может быть преобразована в ряд Фурье. Вибрационный отклик системы - это просто наложение индивидуальных откликов. Мы можем написать h как

$$h(t) = \sum_{i=-n}^n \hat{h}_i e^{j\omega_i t} \quad (9.19)$$

Здесь $h(t)$ - вещественная переменная, если требуется $\hat{h}_i = \hat{h}_{-i}$ следовательно, если i -й комплексный коэффициент равен комплексно сопряженному $(-i)$ -ому коэффициенту. Ответ системы может быть записан как

$$z_{\text{part}} = \sum_{i=-n}^n \hat{h}_i \frac{bj\omega + k}{-m(i\omega)^2 + bj\omega + k} e^{j\omega t} . \quad (9.20)$$

Эти ряды Фурье можно разложить на интегралы Фурье, если присутствуют стохастические неравномерности. Неровность поверхности дороги может быть записана как

$$h(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad \text{и, как указано выше} \quad (9.21)$$

$$z_{\text{part}} = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{z_{\text{part}}}{\hat{h}} \right) (\omega) \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (9.22)$$

Функция $(z_{\text{part}} / \hat{h})(\omega)$ является передаточной функцией (или функцией увеличения) системы. Статистические параметры часто используются для характеристики случайных колебаний. Изначально среднее значение является очевидным выбором

$$\bar{z}_{\text{part}} = \frac{1}{T} \int_0^T z_{\text{part}}(t) dt \quad (9.23)$$

где должно быть выбрано достаточно большое значение T . Еще одним важным значением является стандартное отклонение:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [z_{\text{part}}(t) - \bar{z}_{\text{part}}]^2 dt} \quad (9.24)$$

Это стандартное отклонение также может быть определено для колебаний нагрузки на колесо и ускорения.

Важность стандартного отклонения иллюстрируется следующим примером. Пусть среднее значение нагрузки на колесо равно $F = 3000$ Н, стандартное отклонение $\sigma F = 300$ Н. Вероятность того, что нагрузка на колесо выше $F + \sigma F = 3300$, ни ниже $F - \sigma F = 2700$ Н, составляет 31,7%. Вероятность того, что нагрузка на колесо выше $F + 2\sigma F = 3600$ Н или ниже $F - 2\sigma F = 2400$ Н, составляет 4,6%. Вероятность того, что нагрузка на колесо будет ниже $F - 3\sigma F = 2100$ Н или выше $F + 3\sigma F = 3900$ Н, составляет 0,3%.

9.1.2 Критерии оценки

В этом разделе объясняются некоторые критерии оценки колебаний.

Величина прогиба упругого элемента подвески до упора

Величина прогиба - это расстояние между корпусом и колесом. Она не должна превышать определенное значение, чтобы избежать столкновения между колесом и корпусом колеса.

Для того, чтобы определить максимальный зазор отскока, мы сначала начинаем на основе порожнего автомобиля. Статическое отклонение пружины тогда

(9.25)

здесь m_{unlad} - масса порожня $z_{stat\ unlad} = \frac{m_{unlad}g}{k}$ - скорение под действием силы тяжести и k общая жесткость пружин. Отклонение пружины колеблется из-за неровностей дороги. Пусть стандартное отклонение будет σ_{zunlad} (см. Рисунок 9.7). Следующее относится к загруженному автомобилю:

$$(9.26) \quad z_{stat\ lad} = \frac{m_{lad}g}{k}$$

здесь m_{lad} - масса загруженного автомобиля, где $m_{lad} = m_{unlad} + \Delta m$. Поэтому статическое отклонение пружины между порожним и нагруженным автомобилем

$$(9.27) \quad \begin{aligned} \Delta z_{stat} &= \frac{m_{lad}g}{k} - \frac{m_{unlad}g}{k} \\ &= \frac{\Delta m}{m_{unlad}} \frac{g}{v_{unlad}^2} \end{aligned}$$

Здесь $v_{unlad} = \sqrt{k/m_{unlad}}$ - собственная угловая частота порожнего транспортного средства.

При указании максимального хода обычно не используют максимальные диапазоны, потому что они относительно маловероятны. Поэтому обычной практикой является использование трехкратного стандартного отклонения вместо максимальных значений. В дополнение к статическим отклонениям пружины, Рисунок 9.7 также показывает колебания из-за неровностей. Пунктирные линии показывают соответствующие отклонения от $3\sigma_{zunlad}$ и $3\sigma_{zlad}$. Тогда разница дает максимальное отклонение пружины:

$$(9.28) \quad z_{max} = \frac{\Delta m}{m_{unlad}} \frac{g}{v_{unlad}^2} + 3(\sigma_{z\ lad} + \sigma_{z\ unlad})$$

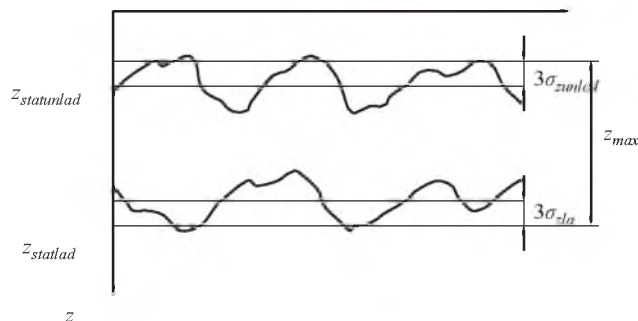


Рисунок 9.7 Прогиб пружины

Пример 9.1 Если мы начнем с легкового автомобиля, имеющего порожний вес $m_{unlad} = 1200$ кг и груз из пяти человек (80 кг на человека) и 60 кг багажа, то $\Delta m = 460$ кг. Если собственная частота равна $f_{unlad} = 1$ Гц, статическое изменение прогиба пружины получается из уравнения (9.27):

$$\Delta z_{stat} = \frac{460 \text{ kg}}{1200 \text{ kg}} \frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\left(2\pi \frac{1}{\text{s}}\right)^2} = 95 \text{ mm} \quad (9.29)$$

Коэффициент динамического воздействия нагрузки на колесо

Для оценки колес и их подшипников часто вводится так называемый коэффициент динамического воздействия нагрузки на колесо n . Это отношение максимальной нагрузки на колесо к статической нагрузке на колесо:

$$n = \frac{F_{z \max}}{F_{z \text{ стат}}} = 1 + \frac{F_{z \text{ динам}}}{F_{z \text{ стат}}} \quad (9.30)$$

Часто $F_{z \text{ динам}}$ заменяется в три раза большим значением стандартного отклонения.

$$n = 1 + \frac{3\sigma_F}{F_{z \text{ стат}}} \quad (9.31)$$

9.1.1 Стохастические неровности

Если случайная неровность дороги описывается интегралом Фурье, то зависящие от времени стохастические отклики транспортного средства как системы также могут быть описаны интегралами Фурье. Однако интерес здесь часто не направлен на точную последовательность, например, нагрузки на колесо или ускорения, а, как правило, просто на статистические параметры, такие как среднеквадратичное значение. По этой причине мы поэтому не будем указывать преобразования Фурье соответствующих переменных при описании стохастических неровностей дороги и стохастических откликов, а будем использовать так называемые спектральные плотности.

Если есть интерес к спектральной плотности переменной транспортного средства как функции спектральной плотности дороги, эти значения могут быть легко преобразованы. Пусть $q(t)$ - любая переменная, специфичная для транспортного средства (например, ускорение). Тогда функция отклика со временем $q(t)$ может быть первоначально выражена как

(9.32)

$$q(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\hat{q}}{\hat{h}} \right) (\omega) \hat{h}(\omega) e^{j\omega t} d\omega$$

с частным $\frac{\hat{q}}{\hat{h}}$, представляющим поведение реакции автомобиля как системы на

(9.33)

$\hat{h}$ возбуждение нерегулярным дорожным покрытием.

Подынтегральные функции (кроме экспоненциальной функции)

может рассматриваться как преобразование Фурье соответствующего отклика (например, ускорение). Если рассматривать средства стохастических функций, они, как правило, не дают более глубокого понимания поведения системы или неровностей дорожного покрытия. Следовательно, средняя нагрузка на колесо будет равна статической нагрузке на колесо, а средняя неровность поверхности дороги равна 0.

Более значимая информация поступает из средних квадратов (также называемых эффективных значений):

$$\bar{q}(T) = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T q^2(T) dt} . \quad (9.34)$$

Если стохастические неравномерности описываются нормальными распределениями (гауссовыми распределениями), некоторые выводы можно сделать с помощью средних квадратов корней. С учетом предельного преобразования $\lim$ для среднеквадратичного корня и замены функции, зависящей от времени, на $T \rightarrow \infty$ соответствующий интеграл Фурье, получим

$$\bar{q} = \sqrt{\int_0^\infty \left(\frac{\hat{q}}{h}\right)^2 (\omega) \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{T} \underbrace{(\hat{h}(\omega))^2}_{\Phi_h(\omega)} d\omega} . \quad (9.35)$$

Можно видеть, что выражение $\Phi_h(\omega)$, умноженное на поведение реакции автомобиля, дает среднеквадратичное значение для $\hat{q}$. Операция, которая приводит к этому результату, представляет собой одиночное интегрирование по квадрату функции отклика, умноженному на функцию $\Phi_h(\omega)$. Эта функция называется спектральной плотностью, и в данном случае это спектральная плотность стохастической неровности поверхности дороги. Таким образом, с помощью функции отклика и спектральной плотности мы можем использовать формирование интеграла для определения среднеквадратичных значений для любого переменного автомобиля.

Измерения реальных неровностей дороги показали, что их можно описать тремя параметрами. Здесь имеет смысл использовать спектральную плотность, хотя часто это задается не для временного диапазона, а для пространственного диапазона:

$$\Phi_h(\Omega) = v \Phi_h(\omega) \quad (9.36)$$

где v представляет скорость движения автомобиля. После измерений неровности дороги могут быть представлены

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (9.37)$$

Рисунок 9.8 дает спектральную плотность неравномерности для ряда дорог. На двойном логарифмическом графике видно, что спектральная плотность по существу принимает линейный путь. Это также отражено в прямом представлении спектральной плотности простой степенной функцией.

Коэффициент $\Phi_h(\Omega_0)$ также называют постоянной неравномерности, коэффициентом неравномерности или коэффициентом шероховатости и волнистости. В таблице 9.1 приведена компиляция некоторых средних констант нерегулярности и значений волнистости для различных типов дорог (эталонное волновое число для этой таблицы составляет $\Omega_0 = 2\pi = 1$ рад/м).

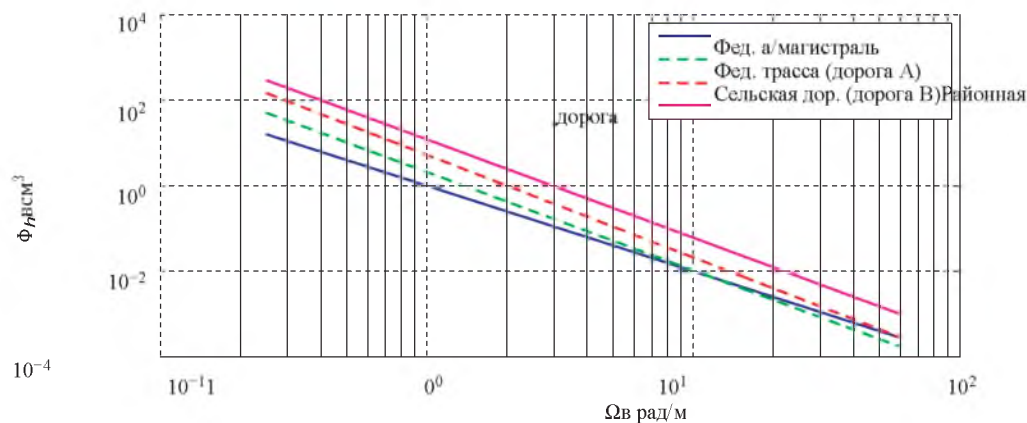


Рисунок 9.8 Примеры спектральной плотности неровности

Таблица 9.1 Типичные значения для неровных параметров дороги

Дорога	$\Phi_n(\Omega_0)/\text{см}^3$	w
Федеральная/магистраль	1	2.0
Федеральная трасса (дорога А)	2.1	2.3
Сельская дорога (дорога В)	5.3	2.4
Районная дорога	12.2	2.3

$\Omega_0 = 1 \text{ рад/м}$

С помощью спектральной плотности неровности поверхности дороги вместе с функциями отклика автомобиля можно определить любые спектральные плотности переменных автомобиля. Это отправная точка для исследований комфорта и безопасности, которые описаны в следующем подразделе. Здесь одним из показателей комфорта являются взвешенные значения ускорения и мера безопасности от нагрузки на колесо.

9.1.2 Конфликт между безопасностью и комфортом

Вибрации автомобиля передаются водителю через сиденье, руль и днище. В зависимости от их частоты и амплитуды, а также от места, на котором они происходят, водитель воспринимает их как разрушающие в большей или меньшей степени¹.

Вибрации сиденья служат основным критерием оценки комфорта. Чтобы оценить эти вибрации как можно более, испытуемые подвергались вертикальным вибрациям. Испытуемые должны были классифицировать

¹Соображения близко следуют монографии Мичке Валленовиц 2004.

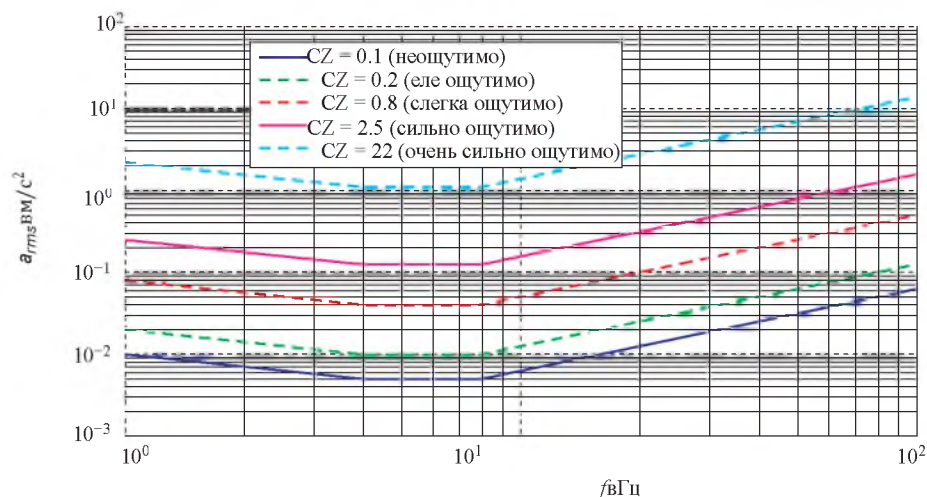


Рисунок 9.9 Оцененные виброустойчивости

вибрации как не воспринимаемые, просто ощутимые, сильно воспринимаемые и очень сильно воспринимаемые. Эти эксперименты показали, что классификация зависит от амплитуды вибрации сиденья и его частоты. Рисунок 9.9 показывает пример ряда кривых (см. Руководство VDI 2057) одной и той же классификации.

Из кривых видно, что люди чувствительно реагируют на вибрации сидений в диапазоне от 4 Гц до 8 Гц, потому что это диапазон, в котором с.к.з. ускорения самое низкое. Эти так называемые значения CZ получены из с.к.з. значения ускорений в $\text{м}/\text{с}^2$ путем умножения числовых значений минимума кривых на 20.

Термин CZ происходит от комфорта и его влияния в направлении z. Поскольку есть также значения C для рук и ног, мы будем использовать сокращения Cseat, Chand и Cfoot в следующем.

Исследования показали, что люди чувствительно реагируют на вибрации рулевого колеса в диапазоне от 8 до 16 Гц.

Часто для оценки используется не значение комфорта, а функция оценки E

$$E_{\text{seat}} = \frac{K_{\text{seat}}}{z_{\text{seat,eff}}} \quad (9.38)$$

Рисунок 9.10 показывает функции оценки для сиденья. Для оценки комфорта автомобилей недостаточно указать одну точку передачи на кузове, но вместо этого необходимо учитывать несколько точек передачи одновременно. В этом отношении оказалось полезным сначала обрабатывать точки передачи рук, ног и сидений отдельно друг от друга, а затем объединять их с помощью подходящей схемы взвешивания для получения общей оценки комфорта.

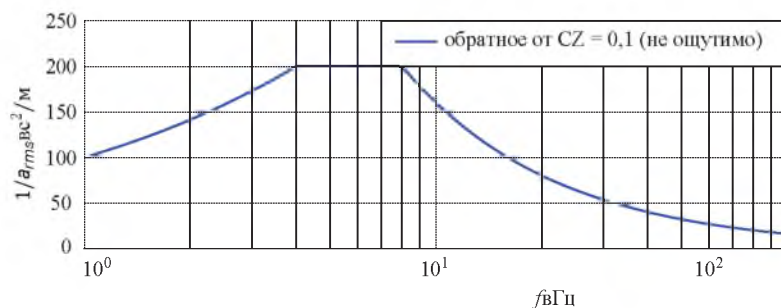


Рисунок 9.10 Оценочные функции для сиденья

На рисунке 9.14 показаны три различные дополнительные функции оценки гармонических возбуждений в направлении z для сиденья, ступни и кисти, которые используются в следующей оценке комфорта. Эти функции оценки E_i для гармонических возбуждений можно преобразовать в функции оценки для стохастических возбуждений путем масштабирования.

$$E_{\text{stoch } i} = G_{\text{stoch } i} E_i \quad (9.39)$$

Функции оценки E_i и $E_{\text{stoch } i}$ зависят от собственной угловой частоты ω . Здесь индекс i предназначен для представления информации о точке передачи и направлении передачи. Весовые коэффициенты для разных точек передачи в направлении z

$$G_{\text{stoch } z \text{ seat}} = G_{\text{stoch } z \text{ foot}} = G_{\text{stoch } z \text{ hand}} = 1,26. \quad (9.40) \text{ Значение комфорта сиденья}$$

$C_{\text{stoch } z}$, например для стохастических колебаний сиденья в направлении z , вытекает из:

$$(9.41)$$

$$C_{\text{stoch } z \text{ seat}}^2 = \int_0^\infty E_{\text{stoch } z \text{ seat}}^2(\omega) \phi_{\text{seat}}^2(\omega) d\omega$$

$$m_1 = 31 \text{ кг},$$

$$m_2 = 229 \text{ кг},$$

$$m_3 = 28 \text{ кг},$$

$$k_1 = 128 \text{ кН/м},$$

$$k_2 = 20,2 \text{ кН/м},$$

$$k_3 = 9,9 \text{ кН/м}, b_2 = 1,14 \text{ кНс/м}, b_3 = 0,26 \text{ кНс/м}.$$

Игнорирование малых значений жесткости позволяет оценивать собственные частоты системы с

$$\frac{\nu_1}{2\pi} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \approx 10 \text{ Hz},$$

$$\frac{\nu_2}{2\pi} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \approx 1,5 \text{ Hz},$$

$$\frac{\nu_3}{2\pi} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{m_3}} \approx 3 \text{ Hz}.$$

ПОМОЩЬЮ

$$(9.43)$$

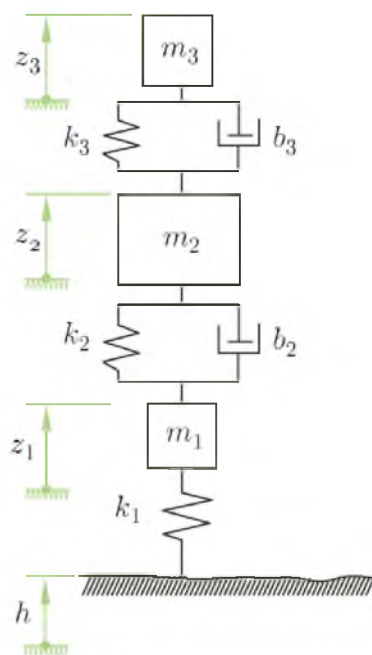


Рисунок 9.11 Четвертная модель автомобиля с массой водителя

Уравнения движения для системы

$$m_3 z''_3 + b_3(z'_3 - z'_2) + k_3(z_3 - z_2) = 0 \quad (9.44)$$

$$m_2 z''_2 + b_3(z'_2 - z'_3) + b_2(z'_2 - z'_1) + k_3(z_2 - z_3) + k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (9.45)$$

$$m_1 z''_1 + b_2(z'_1 - z'_2) + k_2(z_1 - z_2) + k_1 z_1 = k_1 h. \quad (9.46)$$

Вставка гармонического возбуждения для профиля высоты h в это уравнение дает функции отклика для z_1 , z_2 и z_3 . Аналогично, эти функции отклика могут использоваться для получения соответствующих функций отклика для ускорений. Если $\Phi_h(\omega)$ - это спектральная плотность поверхности дороги плюс скорость движения, спектральные плотности для ускорений рук, ног и сидений могут быть получены, а именно, $\Phi_{\ddot{z}_{hand}}$, $\Phi_{\ddot{z}_{foot}}$ и $\Phi_{\ddot{z}_{seat}}$, соответственно. Спектральные плотности соответствующих значений комфорта, а также спектральную плотность для нагрузки на колесо можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$\Phi_{\ddot{z}_{seat}}(\omega) = 1.26^2 E_{seat}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\ddot{z}_3}{h}\right)^2}_{\Phi_{\ddot{z}_{seat}}(\omega)}(\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.47)$$

$$\Phi_{\ddot{z}_{hand}}(\omega) = 1.26^2 E_{hand}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\ddot{z}_2}{h}\right)^2}_{\Phi_{\ddot{z}_{hand}}(\omega)}(\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.48)$$

$$\Phi_{\ddot{z}_{foot}}(\omega) = 1.26^2 E_{foot}^2(\omega) \underbrace{\left(\frac{\ddot{z}_1}{h}\right)^2}_{\Phi_{\ddot{z}_{foot}}(\omega)}(\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.49)$$

$$\Phi_F(\omega) = \left(\frac{\ddot{F}_z}{h}\right)^2(\omega) \Phi_h(\omega), \quad (9.50)$$

где применимо следующее:

$$\frac{\ddot{F}_z}{h}(\omega) = \omega^2 \left(m_1 \frac{\ddot{z}_1}{h} + m_2 \frac{\ddot{z}_2}{h} + m_3 \frac{\ddot{z}_3}{h} \right), \quad (9.51)$$

$$\left(\frac{\sigma_F}{F_{z\text{ stat}}}\right)^2 = \frac{1}{F_{z\text{ stat}}^2} \int_0^\infty \Phi_F(\omega) d\omega. \quad (9.52)$$

Эталонный автомобиль, описанный выше, сравнивается с другим автомобилем (обозначенным далее как Автомобиль 2, тогда как контрольный автомобиль обозначен как Автомобиль 1), в котором заменен только амортизатор. Амортизатор Автомобиля 2 имеет постоянную демпфирования

$b_2 = 1,54$ кНс/м. Дорожные возбуждения для обоих автомобилей одинаковы. Спектральные плотности для дороги (т.е. как функция волнового числа) и спектральная плотность дороги вместе со скоростью движения (как функция частоты возбуждения) показаны на рисунках 9.12 и 9.13.

Видно, что спектральные плотности как для неровностей дороги, так и для возбуждения (дороги и скорости) очень похожи друг на друга. Здесь одинаковые параметры возбуждения дороги были выбраны для Автомобиля 1 и Автомобиля 2:

$$\Phi(\Omega_0) = 4 \times 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\Omega_0 = 1 \frac{\text{рад}}{\text{м}},$$

$$w = 2.$$

Скорость для обоих автомобилей, v , составляет 20 м/с. Из графика спектральной плотности дороги мы приходим к графику спектральной плотности дороги плюс скорость движения путем умножения оси абсцисс на v и деления оси ординат на v .

В следующем примере показано, как можно оценить градиент по графику на рисунке 9.12. Предположим, что две угловые пространственные частоты $\Omega_1 = 2\pi \times 0,1$ 1 и $\Omega_2 = 2\pi \times 0,3$ 1. Из графиков можно прочесть $\Phi(\Omega_1) \approx 10^{-5}$ мЗ и $\Phi(\Omega_2) \approx 10^{-6}$ мЗ. Результат

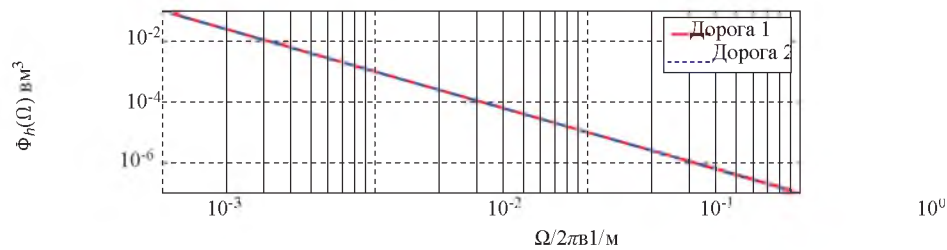


Рисунок 9.12 Спектральная плотность дороги

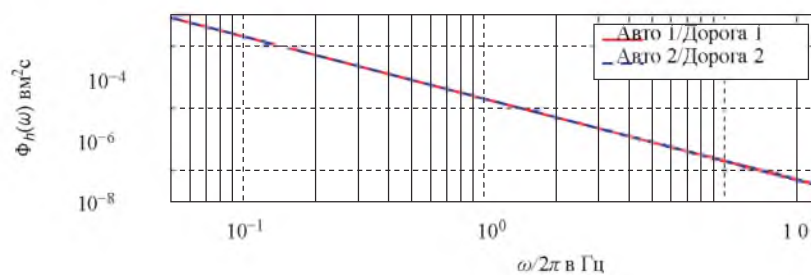


Рисунок 9.13 Спектральная плотность дороги со скоростью движения

Взяв логарифмы и переставив, получим

$$w = \frac{\log(0.1)}{\log(0.1/0.3)} \approx 2.095. \quad (9.54)$$

Если мы рассмотрим функции вертикальной оценки (см. Кукуз 1993) на рисунке 9.14, мы увидим, что функция оценки вертикального ускорения сиденья примерно в три раза выше функций оценки для ускорений стопы и кисти. Очевидно, что ускорения сидений оказывают большее влияние на общий комфорт. По этой причине в дальнейшем мы просто рассмотрим соответствующие функции для сиденья в графах. Однако все оценки комфорта будут включены в расчет общей оценки комфорта в конце этой главы.

На рисунке 9.15 мы видим функции увеличения вибрации сиденья для двух автомобилей. Рассматривая Автомобиль 1, мы можем ясно видеть, что две самые низкие собственные частоты примерно 1,5 и 3 Гц. Обе собственные частоты отличаются четким резонансным ростом. Если сравнить функцию увеличения Автомобиля 1 с функцией Автомобиля 2, становится ясно, что естественные колебания кузова транспортного средства (частота около 1,5 Гц) перестают быть настолько отчетливо видны, что можно объяснить большим демпфированием тела b_2 . Тем не менее, вторая собственная частота на ок. 3 Гц (собственная частота сиденья) становится значительно больше в Автомобиле 2.

Однако, если мы сравним функции увеличения с соответствующими спектральными плотностями для сиденья на рисунке 9.16, мы увидим, что функции увеличения настолько искажены соответствующими спектральными плотностями дороги и скоростью движения, что ускорение тела более сильно Подчеркнуто, чем ускорение сиденья. Причина этого заключается в том, что в случае неровностей дороги меньшие частоты возбуждения с большей амплитудой возникают как большие частоты. Тем не менее, при сравнении двух автомобилей с точки зрения спектральной плотности ускорения сиденья,

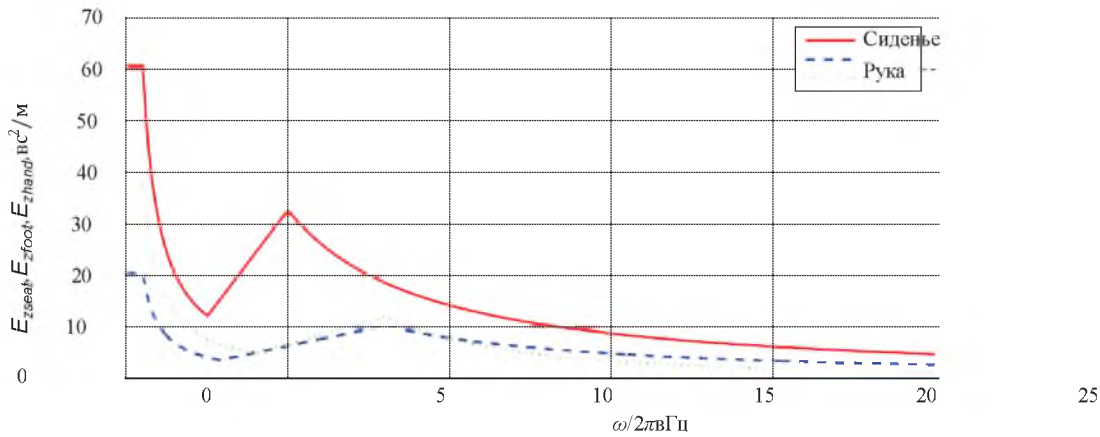


Рисунок 9.14 Функция оценки после Кукуза1993

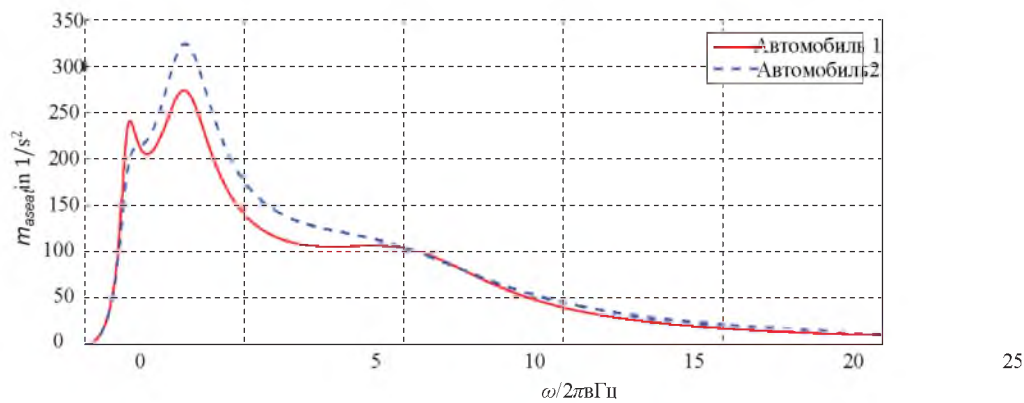


Рисунок 9.15 Функция увеличения для ускорения сиденья

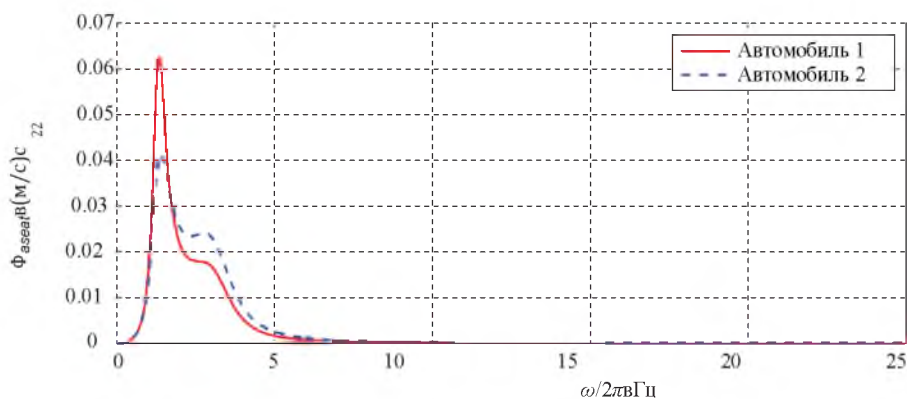


Рисунок 9.16 Спектральная плотность колебаний сиденья

большее ускорение сиденья все еще различается по собственной частоте сиденья.

При оценке комфорта колебаний сиденья важна функция оценки, а также спектральная плотность вертикальных колебаний сиденья. Поскольку функция оценки демонстрирует максимум при 5 Гц, собственная частота сиденья выделяется больше, чем естественные колебания тела. Это становится очевидным на рисунке 9.17. Сравнение двух спектральных плотностей оценки комфорта сидений на этом графике показывает, что собственная частота сиденья для Автомобиля 2 значительно более очевидна, чем для Автомобиля 1, и резонансное увеличение естественной частоты сиденья более отчетливо видно, чем в спектральной плотности ускорения сиденья.

Оценка комфорта получается из интеграла по спектральной плотности ускорения сиденья, умноженного на соответствующую функцию оценки (Рисунок 9.17). При сравнении двух автомобилей на этом рисунке значение

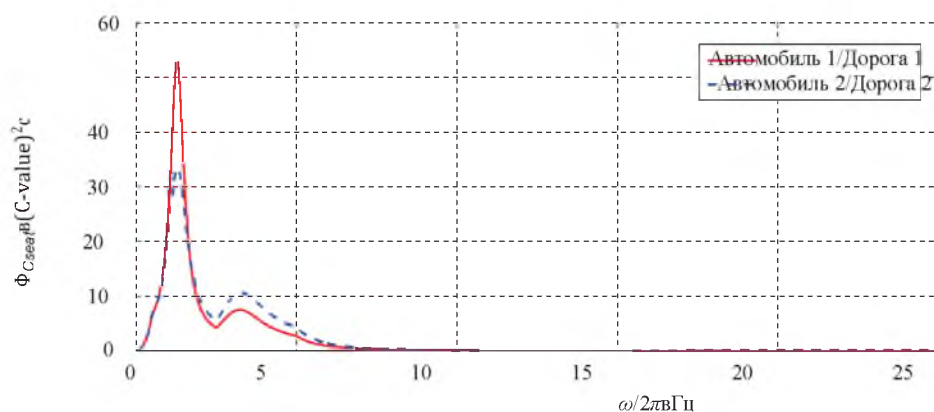


Рисунок 9.17 Функция оценки комфорта

функции Автомобиля 1 больше для вибрации кузова, а в случае Автомобиля 2 оно больше для вибрации сиденья. Мы можем определить, какое влияние это оказывает на общее значение комфорта после интеграции с функцией. Влияние демпфирования тела рассматривается более подробно в последней части этого раздела. На основе сравнения, показанного здесь, невозможно сделать четкое утверждение о том, увеличивается или уменьшается значение комфорта с увеличением демпфирования.

Рисунок 9.18 показывает спектральную плотность нагрузки на колесо. При сравнении двух автомобилей можно видеть, что резонанс в собственных колебаниях тела и резонанс собственной частоты вращения колеса (около 11 Гц) ниже в Автомобиле 2 с более высоким демпфированием тела, чем в Автомобиле 1. Поскольку спектральная плотность нагрузки на колесо включена в расчет стандартного отклонения σFz , можно ожидать, что колебания нагрузки на колесо в Автомобиле 2 будут ниже, чем в Автомобиле 1. Однако определенность в конечном счете не достигается, пока интеграция

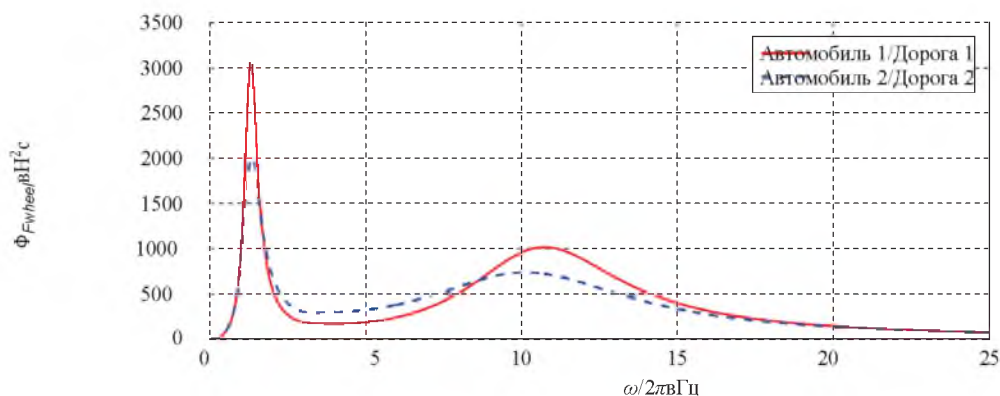


Рисунок 9.18 Спектральная плотность колебаний нагрузки на колесо

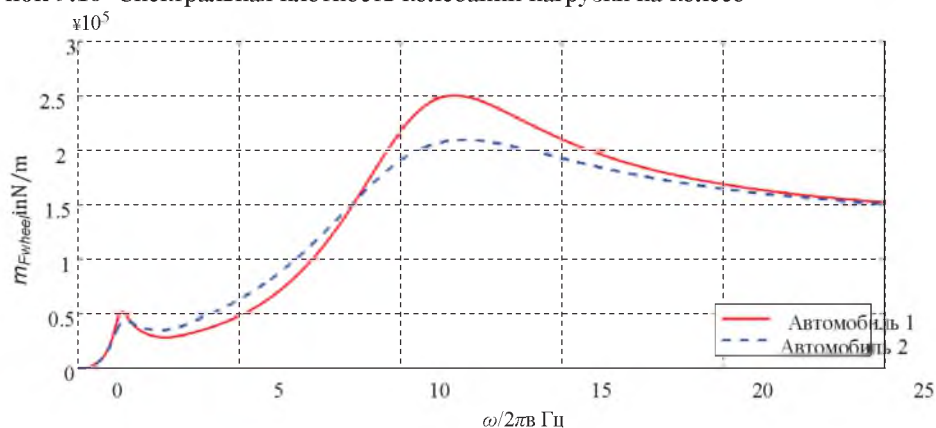


Рисунок 9.19 Функция увеличения нагрузки на колесо

соответствующего интеграла функции увеличения, умноженной на возбуждение дороги (спектральная плотность нагрузки на колесо получается из произведения квадрата функции увеличения нагрузки на колесо, на спектральную плотность дороги плюс скорость движения). Функция увеличения нагрузки на колесо показана на рисунке 9.19. Здесь можно увидеть, что демпфирование тела оказывает небольшое влияние на собственные колебания тела и оказывает значительное влияние на собственную частоту вращения колеса. Сравнивая функцию увеличения нагрузки на колесо со спектральной плотностью нагрузки на колесо, можно видеть, как это было ранее в случае вибрации сиденья, что меньшие частоты оцениваются значительно выше, чем большие частоты. Это видно по тому, что отношения амплитуд резонансных точек функции увеличения инвертированы в спектральной плотности. В конечном счете, однако, рассмотрение позволяет сделать вывод, что колебания нагрузки на колесо, скорее всего, ниже в Автомобиле 2. Влияние на колебание нагрузки на колесо или на стандартное отклонение нагрузки на колесо более подробно описано ниже.

На рисунках 9.20 и 9.21 оценки общего комфорта (то есть ускорения сиденья, кисти и стопы) показаны как функция соответствующего стандартного отклонения нагрузки на колесо (стандартное отклонение относится к статической нагрузке на колесо). На рисунке 9.20 показано соотношение C_{tot} как функции σ_z/F_{zstat} для пяти различных значений жесткости пружины кузова. Демпфирование тела варьируется в пределах каждой из кривых. По сути, кривые продолжают с увеличением демпфирования тела от больших значений для стандартного отклонения нагрузки на колесо до малых значений. Однако в диапазоне очень большого демпфирования кузова существует минимальное значение по отношению к стандартному отклонению для нагрузки на колесо, и оно снова увеличивается, причем общее значение комфорта C_{tot} также снова увеличивается (общий комфорт уменьшается).

Рисунок 9.21 показывает соответствующие кривые для пяти различных демпфирований тела. Здесь жесткость тела изменяется в пределах кривых. Значения комфорта повышаются с увеличением жесткости пружины кузова.

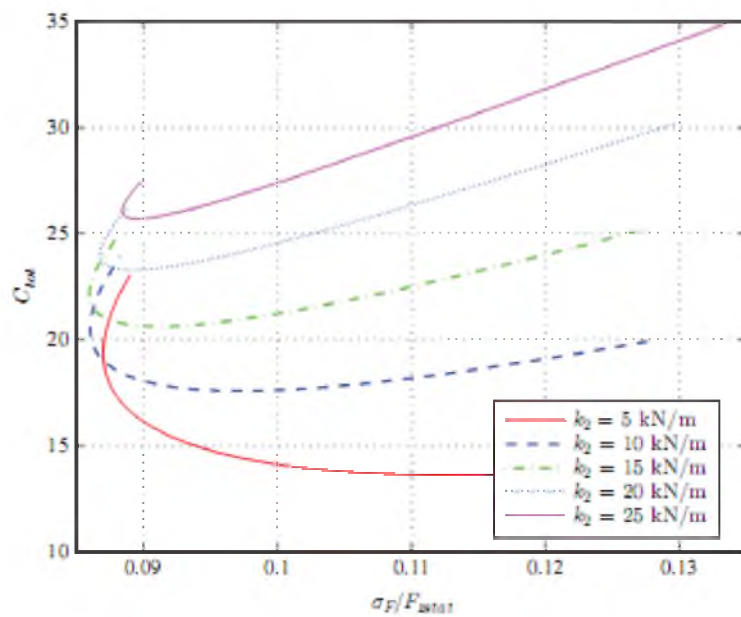


Рисунок 9.20 Конфликт: безопасность и комфорт; b_2 увеличивается, начиная с верхнего правого до конечной точки в левой части

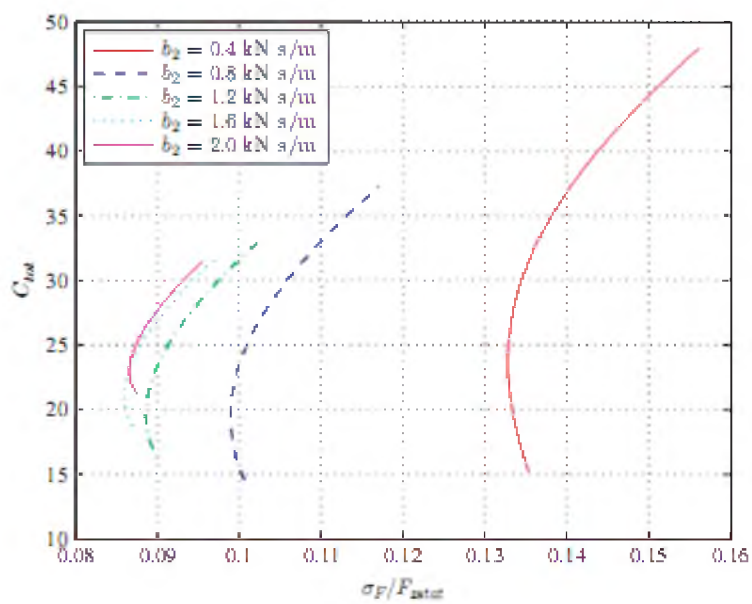


Рисунок 9.21 Конфликт: комфорт – безопасность

Поскольку высокие значения для общего значения комфорта, C_{tot} , означают низкий комфорт, в показанных здесь случаях можно вывести, что комфорт уменьшается с ростом жесткости пружин кузова.

Диапазоны для комфорта в отношении демпфирования тела не могут быть легко интерпретированы из рисунка 9.20. Однако можно видеть, что стандартное отклонение для нагрузки на колесо в основном уменьшается с увеличением демпфирования; для очень высоких значений демпфирования снова наблюдается увеличение.

На рисунке 9.22 показаны кривые с постоянной пружиной корпуса и различным демпфированием тела (эти кривые существенно не отличаются от кривых на рисунке 9.20). Однако эти кривые указывают не на жесткость пружины тела, а на собственную частоту тела в оценочной форме. Можно видеть, что в каждом случае существуют области, в которых стандартное отклонение для нагрузки на колесо уменьшается, но общее значение комфорта увеличивается. Границы этих регионов обозначены двумя точками. Здесь точки на горизонтали кривых показывают максимальный комфорт для соответствующей собственной частоты тела, тогда как точки на вертикали показывают максимальное значение для безопасности (наименьшее стандартное отклонение для нагрузки на колесо). Между этими двумя точками улучшение комфорта или безопасности может быть достигнуто только путем ухудшения соответствующего другого значения. Там, где такая связь существует, мы также ссылаемся на решения с оптимальностью по Парето. Становится очевидным, что следует искать компромисс для дизайна автомобиля среди решений с оптимальностью по Парето.

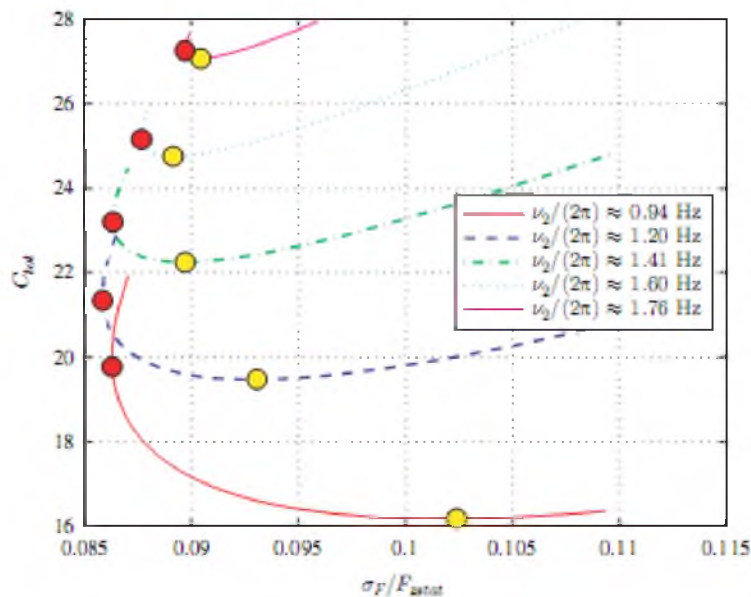


Рисунок 9.22 Границы Парето: комфорт – безопасность

9.2 Колебания силовых агрегатов

Большинство автомобилей приводятся в движение двигателями внутреннего сгорания. Из-за процесса сгорания и из-за геометрических нелинейностей (от преобразования перевода в вращение) отклонение крутящего момента и угловой скорости происходит естественным образом. Эти колебания могут влиять на комфорт автомобиля. Следовательно, некоторые устройства встроены в трансмиссию, чтобы уменьшить эти колебания.

Чтобы понять эти устройства, необходимо понять крутильные колебания силовых агрегатов. В первом подразделе этого раздела объясняется теория крутильных осцилляторов, аналогичных двухмассовым маховикам, а во втором подразделе рассматриваются центробежные маятниковые вибропоглотители (CPVA). Третий подраздел дает подсказки примеров.

9.2.1 Крутильные осцилляторы

Начнем с простого крутильного осциллятора, показанного на рисунке 9.23, слева. Генератор состоит из одной вращающейся массы (момент инерции J_1) и одного стержня, упрощенного торсионной пружиной (постоянная пружины c_{T1}). Для более точного рассмотрения стержень должен быть описан по меньшей мере одним уравнением в частных производных.

Уравнение движения (φ_1 - угол кручения):

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{T1} \varphi_1 = 0. \quad (9.55)$$

Теперь мы можем рассмотреть свободную вибрацию системы, которая характеризуется собственной частотой (или собственной частотой):

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1}}. \quad (9.56)$$

В случае вынужденных колебаний системы необходимо ввести демпфирование, b_{T1} , чтобы ограничить амплитуды резонанса (см. Рисунок 9.23, справа). Тогда уравнение движения читается

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{T1} \dot{\varphi}_1 + c_{T1} \varphi_1 = M_1. \quad (9.57)$$

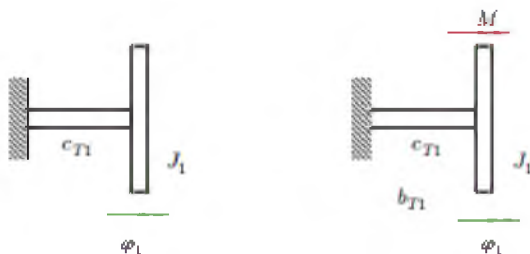


Рисунок 9.23 Крутильные осцилляторы с одной степенью свободы

Чтобы получить решение этого уравнения движения в случае гармонического возбуждения, подход с комплексными амплитудами оказывается простым

$$M_1 = \hat{M}_1 e^{j\omega t}, \quad (9.58)$$

здесь $\hat{M}_1$ - комплексная амплитуда крутящего момента возбуждения, j - мнимая единица (т.е. $j^2 = -1$), ω - круговая частота возбуждения, а t - время. Решение q_1 является суммой общего решения однородного уравнения и частного интеграла

$$q_1(t) = \left(A e^{j \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1} - \frac{b_{T1}^2}{4J_1^2}} t} + \bar{A} e^{-j \sqrt{\frac{c_{T1}}{J_1} - \frac{b_{T1}^2}{4J_1^2}} t} \right) e^{-\frac{b_{T1}}{2J_1} t} + \frac{\hat{M}_1}{-\omega^2 J_1 + j\omega b_{T1} + c_{T1}} e^{j\omega t}. \quad (9.59)$$

Для гармонического возбуждения

$$M_0 \sin(\omega t) = \frac{M_0}{2j} (e^{j\omega t} - e^{-j\omega t}), \quad (9.60)$$

$$M_0 \cos(\omega t) = \frac{M_0}{2} (e^{j\omega t} + e^{-j\omega t}) \quad (9.61)$$

два сложных частных интеграла должны быть объединены.

Амортизаторы с демпфированием применяются для уменьшения крутильных колебаний. Простая модель затухающего поглотителя изображена на рисунке 9.24.

Уравнения движения

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b_{T2} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{T2} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{T1} \varphi_1 = M_1, \quad (9.62)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + b_{T2} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + c_{T2} (\varphi_2 - \varphi_1) = 0. \quad (9.63)$$

Предполагая гармоническое возбуждение (в обозначениях с комплексными амплитудами)

$$M_1 = \hat{M}_1 e^{j\omega t} \quad (9.64)$$

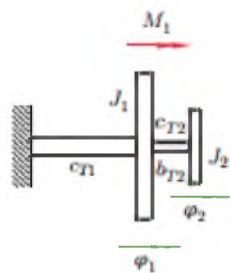


Рисунок 9.24 Крутильный осциллятор с двумя степенями свободы

мы можем записать уравнения с матрицами

$$\underbrace{\begin{pmatrix} -J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2} & -j\omega b_{T2} - c_{T2} \\ -j\omega b_{T2} - c_{T2} & -J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2} \end{pmatrix}}_{\underline{\underline{A}}} \begin{pmatrix} \hat{\varphi}_1 \\ \hat{\varphi}_2 \end{pmatrix} e^{j\omega t} \quad (9.65)$$

$$= \begin{pmatrix} \hat{M}_1 \\ 0 \end{pmatrix} e^{j\omega t}$$

Определитель $\underline{\underline{A}}$

$$\begin{aligned} \det(\underline{\underline{A}}) &= (-J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2})(-J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2}) \\ &\quad - (j\omega b_{T2} + c_{T2})^2 \\ &= (-J_1\omega^2 + c_{T1})(-J_2\omega^2 + c_{T2}) - J_2 c_{T2}\omega^2 \\ &\quad + j\omega b_{T2}(-J_1\omega^2 - J_2\omega^2 + c_{T1}). \end{aligned} \quad (9.66)$$

С обратной величиной $\underline{\underline{A}}$

$$\underline{\underline{A}}^{-1} = \frac{1}{\det(\underline{\underline{A}})} \begin{pmatrix} -J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2} & j\omega b_{T2} + c_{T2} \\ j\omega b_{T2} + c_{T2} & -J_1\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T1} + c_{T2} \end{pmatrix} \quad (9.67)$$

получаем комплексную амплитуду массы J_1

$$\hat{\varphi}_1 = \hat{M}_1 \frac{-J_2\omega^2 + j\omega b_{T2} + c_{T2}}{\det(\underline{\underline{A}})}, \quad (9.68)$$

которая дает амплитуду, когда применяется абсолютное значение

$$|\hat{\varphi}_1| = |\hat{M}_1| \frac{\sqrt{(-J_2\omega^2 + c_{T2})^2 + \omega^2 b_{T2}^2}}{|\det(\underline{\underline{A}})|}. \quad (9.69)$$

Для незатухающего поглотителя (т.е. без демпфирования $b_{T2} = 0$ Нмс и резонанса дополнительной инерции $J_2: \omega_r^2 = c_{T2}/J_2$) основной инерции J_1 становится равной нулю: $\hat{\varphi}_1 = 0$ (см. Рисунок 9.25). В этом случае при $\hat{\varphi}_1$ возникают два бесконечных резонанса: один внизу, а другой выше ω_r . Рисунок 9.25 показывает амплитуду инерции J_1 для разных значений демпфирования. Параметры: $J_1 = 0,215$ кг м², $c_{T1} = 1600$ Нм, $J_2 = 0,00215$ кгм², $|\hat{M}_1| = 1$ Нм и значения для демпфирования показаны на графике.

$$c_{T2} = \frac{J_2 c_{T1}}{(1 + J_2/J_1)^2 J_1}. \quad (9.70)$$

Жесткость на кручение, c_{T2} , выбирается для того, чтобы получить одинаковые величины двух точек пересечения всех кривых (см. Дрезиг и Хольцвайссиг 2010).

Выбор $b_{T2} = 0$ Нм, то есть чистого поглотителя, не рекомендуется для трансмиссии транспортного средства, потому что возникают два резонанса и потому что частота возбуждения не постоянна в автомобилях. Поэтому

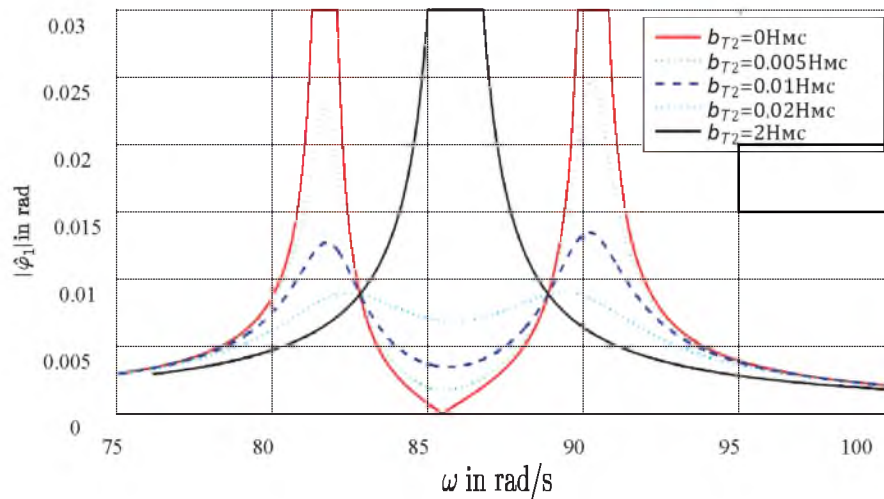


Рисунок 9.25 Амплитуда затухающего поглотителя

следует использовать демпфирующий гаситель, и демпфирование не должно быть слишком высоким, чтобы избежать высоких амплитуд инерции.

9.2.2 Центробежные маятниковые вибропоглотители

Затухающие поглотители с фиксированной площадью в частотной области с хорошими характеристиками демпфирования подходят для возбуждения с фиксированной частотой, например, на холостом ходу двигателя.

В двигателях внутреннего сгорания частота возбуждения зависит от угловой скорости самого двигателя. Следовательно, демпфирующие устройства с частотой поглощения, которые пропорциональны угловой скорости двигателя, являются полезными. Одно устройство с этой характеристикой известно как центробежный маятник. Несколько авторов рассматривали этот тип поглотителя в литературе, например, Саломон, Саразин и Чилтон.

Рисунок 9.26 изображает некоторые возможности.

Чтобы получить уравнения движения, рассмотрим Рисунок 9.27, где J_1 приводится в движение моментом M_e .

Уравнения Лагранжа полезны при выводе уравнений движения для этой системы с двумя степенями свободы: $L_L = T - V$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L_L}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial L_L}{\partial \varphi_1} = M_* \quad (9.71)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L_L}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial L_L}{\partial \varphi_2} = 0 \quad (9.72)$$

Мы пренебрегаем гравитационными силами, т.е. $V=0$.

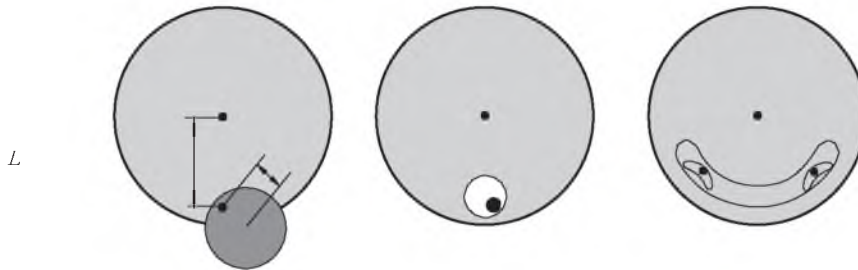


Рисунок 9.26 Различные возможности маятникового поглотителя

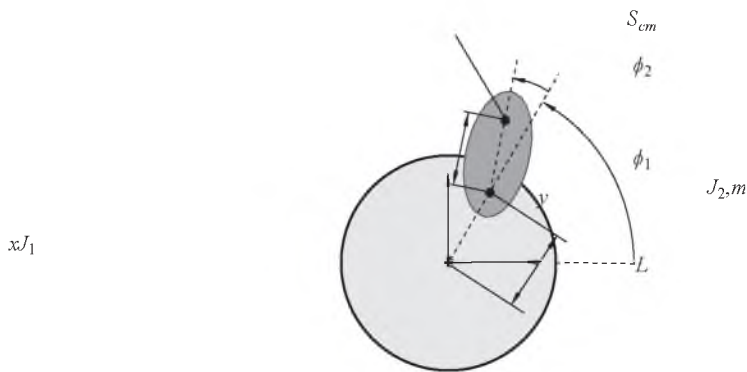


Рисунок 9.27 Центробежный маятниковый поглотитель

Координаты x и y центра масс S_{cm} маятника (инерции J_2, m) имеют вид

$$x = L \cos \varphi_1 + \ell \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.73)$$

$$y = L \sin \varphi_1 + \ell \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.74)$$

Производная по времени дает

$$\dot{x} = -L\dot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - \ell(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.75)$$

$$\dot{y} = L\dot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + \ell(\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos(\varphi_1 + \varphi_2) \quad (9.76)$$

и эти уравнения приводят к скорости

$$\begin{aligned}
\dot{x}^2 + \dot{y}^2 = & L^2 \dot{\varphi}_1^2 \sin^2 \varphi_1 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \sin^2 (\varphi_1 + \varphi_2) \\
& + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin \varphi_1 \sin (\varphi_1 + \varphi_2) \\
& + L^2 \dot{\varphi}_1^2 \cos^2 \varphi_1 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \cos^2 (\varphi_1 + \varphi_2) \\
& + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_1 \cos (\varphi_1 + \varphi_2). \quad (9.77)
\end{aligned}$$

Используя $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1$ и $\cos \alpha \cos \beta + \sin \alpha \sin \beta = \cos(\alpha - \beta)$, мы можем упростить уравнение

$$\dot{x}^2 + \dot{y}^2 = L^2 \dot{\varphi}_1^2 + \ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 + 2L\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_2. \quad (9.78)$$

Тогда кинетическая энергия всей системы

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)^2 \quad (9.79)$$

и применение уравнений Лагранжа дает

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= \frac{d}{dt} (J_1 \dot{\varphi}_1 + mL^2 \dot{\varphi}_1 + m\ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \\
&\quad + mL\ell (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \cos \varphi_2 + J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)) \\
&= \ddot{\varphi}_1 (J_1 + mL^2 + m\ell^2 + J_2) + (m\ell^2 + J_2) \ddot{\varphi}_2 \\
&\quad + mL\ell ((2\ddot{\varphi}_1 + \ddot{\varphi}_2) \cos \varphi_2 - (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2), \quad (9.80)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} &= \frac{d}{dt} (m\ell^2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) + mL\ell \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\
&\quad + J_2 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2)) \\
&= \ddot{\varphi}_1 (m\ell^2 + mL\ell \cos \varphi_2 + J_2) \\
&\quad + \ddot{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2) - mL\ell \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 \quad (9.81)
\end{aligned}$$

$$- \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = mL\ell \dot{\varphi}_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \sin \varphi_2 \quad (9.82)$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \ddot{\varphi}_1 (m\ell^2 + mL\ell \cos \varphi_2 + J_2) \\
&\quad + \ddot{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2) + mL\ell \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_2. \quad (9.83)
\end{aligned}$$

Упрощение тригонометрических функций (при условии $\varphi_2 \ll 1$, $\cos \varphi_2 \approx 1$, $\sin \varphi_2 \approx \varphi_2$) дает уравнения (дополнительно был введен внешний крутящий момент M_e):

$$\begin{aligned}
&\ddot{\varphi}_1 (J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2) + \ddot{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell) \\
&\quad - mL\ell (2\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2) \dot{\varphi}_2 \varphi_2 = M_e \quad (9.84)
\end{aligned}$$

$$\ddot{\varphi}_2 (J_2 + m\ell^2) + \ddot{\varphi}_1 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell) + mL\ell \dot{\varphi}_1^2 \varphi_2 = 0. \quad (9.85)$$

Предполагая малые амплитуды φ_2 и малые колебания $\varphi_1 = \varphi_1^0 e^{i\omega t}$ стационарного движения $\varphi_1 = \omega_0 t$ of φ_1 , мы можем линеаризовать эти нелинейные уравнения:

$$\phi_1 = \omega_0 t + \hat{\phi}_1 e^{i\omega t}, \quad (9.86)$$

$$\phi_2 = \hat{\phi}_2 e^{i\omega t}, \quad (9.87)$$

$$M_e = \hat{M}_e e^{i\omega t}, \quad (9.88)$$

$$\hat{M}_e = -\omega^2 \hat{\varphi}_1 (J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2) - \omega^2 \hat{\varphi}_2 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell) , \quad (9.89)$$

$$0 = -\omega^2 \hat{\varphi}_2 (J_2 + m\ell^2) - \omega^2 \hat{\varphi}_1 (m\ell^2 + J_2 + mL\ell) + mL\ell \omega_0^2 \hat{\varphi}_2 . \quad (9.90)$$

Введение

$$J_{11} = J_1 + J_2 + m(L + \ell)^2 \quad (9.91)$$

$$J_{22} = J_2 + m\ell^2 \quad (9.92)$$

$$J_{12} = J_{21} = m\ell^2 + J_2 + mL\ell \quad (9.93)$$

позволяет уравнениям быть записанными в виде

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_{11} & -\omega^2 J_{12} \\ -\omega^2 J_{21} & -\omega^2 J_{22} + mL\ell\omega_0^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{\varphi}_1 \\ \hat{\varphi}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{M}_e \\ 0 \end{pmatrix} . \quad (9.94)$$

В случае резонансного возбуждения маятника

$$\omega = \omega_0 \sqrt{\frac{mL\ell}{J_{22}}} \quad (9.95)$$

решение

$$\hat{\varphi}_1 = 0 \quad (9.96)$$

$$\hat{\varphi}_2 = -\hat{M}_e \frac{J_{22}}{\omega_0^2 J_{12} mL\ell} . \quad (9.97)$$

Таким образом, можно регулировать параметры маятника таким образом, чтобы колебание основной инерции J_1 исчезало.

Одна замечательная особенность заключается в том, что резонансная частота ω в уравнении (9.95) пропорциональна частоте возбуждения ω_0 . Поскольку одна частота возбуждения в поршневых машинах внутреннего сгорания пропорциональна угловой скорости коленчатого вала, маятниковый поглотитель является идеальным, поскольку его частота поглощения пропорциональна угловой скорости.

Теперь посмотрим на специальный выбор параметров; для простоты пренебрегаем $J_2 = 0$ и рассмотрим математический маятник. Тогда для резонансной (или поглощающей) частоты имеем

$$\text{Если целью было устранить } n\text{-й порядок} \quad \omega = \omega_0 \sqrt{\frac{L}{\ell}} . \quad (9.98)$$

$$\omega = n\omega_0 \quad (9.99)$$

тогда утверждается

$$n^2 = \frac{L}{\ell} . \quad (9.100)$$

Длина L зависит от диаметра инерции J_1 , который будет маховиком; это означает, что $L < R_{\text{flywheel}}$. Если, например, четвертый порядок должен быть поглощен, а маховик имеет радиус $R_{\text{flywheel}} = 0,12$ м, то $= 0,12 \text{ м} / 16 \approx 7,5 \text{ мм}$, что очень мало.

Линеаризованные уравнения движения справедливы для малых амплитуд маятника. Это означает, что частота зависит от амплитуд. Чтобы избежать зависимости, маятник должен быть модифицирован таким образом, чтобы кривая, по которой движется инерция J_2 , m , не была кругом. У Денмана 1992 или Нестера 2004 исследованы так называемые эпициклоиды или таутохроны.

9.3 Примеры

В этом разделе мы подробнее рассмотрим примеры устройств для уменьшения крутильных колебаний.

Первый - классический пружинный демпфер, расположенный на свободном конце коленчатого вала (см. Рисунок 9.28). Например, кольцевые пластины или кольца крепятся с помощью резиновой пружины к коленчатому валу. Поскольку резина очень жесткая, масса должна быть высокой, что является недостатком, когда мы пытаемся встроить демпфер в картер. Еще одним большим недостатком является температурная зависимость жесткости резины. Другая возможность - интегрировать массу в коленчатую сеть (см. Рисунок 9.28), таким образом, она становится внутренним демпфером коленчатого вала.

Чтобы уменьшить пространство, которое необходимо, и компенсировать дисбаланс по массе, демпфер не имеет кольцевой формы, а выполнен в форме подковы. Пружины представляют собой стальные винтовые пружины, и демпфирование возникает из-за трения между вращающейся массой и



Рисунок 9.28 Внутренний демпфер коленчатого вала (воспроизведено с разрешения Шэффлер)

пластиковым подшипником на внутренней стороне корпуса. Это означает, что затухание вызвано сухим, почти независимым от скорости кулоновским трением.

Поскольку кулоновское трение зависит от нормальной силы, угловая скорость коленчатого вала и скорость колебаний косвенно входят в демпфирующую силу центробежными силами.

Сходство заключается в том, что демпфирующий момент увеличивается с угловой скоростью коленчатого вала. Чтобы избежать зазора в системе, пружины предварительно нагружены. Одним из вторичных эффектов предварительной нагрузки является нормальная сила предварительной нагрузки и, следовательно, постоянная сила трения без вращения коленчатого вала. Взаимодействие между центробежными силами и предварительным натягом и их влияние на силы трения в генераторе оказывают благоприятное влияние на демпфирующие свойства.

Дополнительные примеры приведены в разделе 17.1, например, двухмассовый маховик с центробежным маятниковым гасителем вибрации на рисунке 17.8 или диск сцепления с демпфером кручения и центробежным маятниковым виброгасителем на рисунке 17.6.

9.4 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. В каких вопросах играют роль вибрации?
2. Что такое функция увеличения или передачи?
3. В каком диапазоне частот у людей чувствительная реакция на вибрации сиденья, и в каком диапазоне частот у них чувствительная реакция на вибрации рулевого колеса?
4. Какие параметры оказывают большое влияние на комфорт?
5. Какие параметры оказывают большое влияние на безопасность вождения?
6. Дайте типичное значение для волнистости неровной дороги.
7. В каких диапазонах находятся максимумы для функций оценки ускорений сидений, рук и ног в соответствии с Кукуз?
8. Какие ускорения - сиденье, рука или нога - обычно оказывают наибольшее влияние на общее значение комфорта?

Понимать

1. Что такое оцененные интенсивности вибрации?
2. Как собственные частоты влияют на функцию увеличения?
3. Как мы определяем реакцию колебательной системы на стохастические стимулы возбуждения?
4. Четко объясните спектральную плотность неровностей дороги и спектральную плотность неровностей дороги плюс скорость.
5. Как влияют соответствующие увеличения масс m_1 , m_2 и m_3 на функции увеличения?
6. Как различная волнистость влияет на спектральные плотности ускорения сиденья и нагрузки на колесо?
7. Объясните конфликт между безопасностью и комфортом.
8. Почему частотно-зависимый поглотитель важен для двигателя с микросхемой?
9. Объясните разницу между простым виброгасителем и ЦМВП?

10

Модели автомобилей-заменителей

В разделе 10.1 представлена очень простая модель заменителя автомобиля, известная как четвертная модель автомобиля, как было уже описано в главе 9. Она описана с помощью двухмассового генератора. При помощи данной модели можно описать первую собственную частоту колебаний автомобиля, с которой кузов преимущественно колеблется в вертикальном направлении, и вторую, с которой главным образом колеблется колесо. Раздел 10.2 посвящен двухосному транспортному средству с однопутным возбуждением (при однопутном возбуждении левые и правые колеса оси подвергаются одинаковому возбуждению). С помощью этой модели, которая демонстрирует пять степеней свободы, можно исследовать колебания основного тона, а также вертикальные колебания. Наконец, в разделе 10.3 рассматриваются эффекты нелинейных характеристических кривых для пружин и амортизаторов.

10.1 Двухмассовая система замещения

Система одномассового замещения, описанная в главе 9, очень проста и мало помогает в разработке параметров пружины и демпфера.

Четвертная модель автомобиля: Четвертная модель автомобиля (двухмассовая система замещения, Рисунок 10.1) является самой простой системой замены, которая уже демонстрирует основные характеристики автомобиля с точки зрения вертикальной динамики. Система замещения состоит из двух масс: m_b (в данном случае m_b – одна четверть массы кузова) и m_w (это масса колеса). Пружины корпуса и амортизаторы расположены между массами (жесткость пружины k_b , постоянная демпфирования b_b). Пружинно-демпферная система (жесткость k_w , постоянная демпфирования b_w) также действует между массой колеса, m_w и неровным дорожным покрытием. Разделение колеса на составляющие массы колеса, m_w , жесткости колеса, k_w и демпфирования колеса, b_w , является упрощенной моделью, которая обеспечивает хорошее воспроизведение свойств колеса.

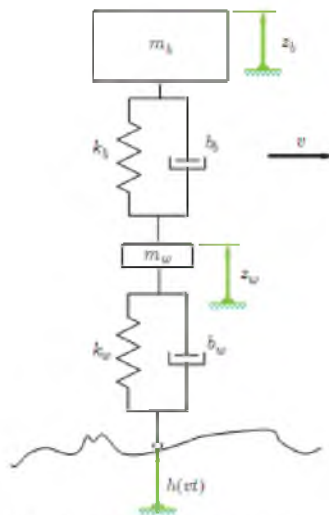


Рисунок 10.1 Двухмассовая система замещения

Поскольку речь идет о двухмассовой системе, существует четыре собственных значения, пары которых являются комплексными сопряженными. Это означает, что есть две собственные частоты. Далее мы сначала определим уравнения движения для системы. Затем мы рассмотрим собственные значения и функции увеличения.

Для систем, подобных показанным на рисунке 10.1, которые состоят из масс и пружинно-амортизаторных или демпфирующих элементов, одним из возможных подходов является вывод уравнений движения с помощью формализма Лагранжа. Мы применяем формализм Лагранжа к незатухающей системе. Функция Лагранжа L представляет собой разницу между кинетической энергией T и потенциальной энергией, V :

$$L = T - V$$

$$= \frac{1}{2} m_b \dot{z}_b^2 + \frac{1}{2} m_w \dot{z}_w^2 - \frac{1}{2} k_b (z_b - z_w)^2 - \frac{1}{2} k_w (z_w - h)^2. \quad (10.1)$$

Если примем $q_1 = z_b$ и $q_2 = z_w$, уравнения Лагранжа станут

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0, \quad j = 1, 2. \quad (10.2)$$

Путем дифференцирования получаем два уравнения движения в виде

$$m_b \ddot{z}_b + k_b z_b - k_b z_w = 0, \quad (10.3)$$

$$m_w \ddot{z}_w + (k_b + k_w) z_w - k_b z_b = k_w h. \quad (10.4)$$

Теперь демпфирующие системы могут быть вставлены напрямую, как в членах, характеризующих жёсткость в (10.3) и (10.4):

$$m_b \ddot{z}_b + b_b \dot{z}_b + k_b z_b - b_b \dot{z}_w - k_b z_w = 0, \quad (10.5)$$

$$m_w \ddot{z}_w + (b_b + b_w) \dot{z}_w + (k_b + k_w) z_w - b_b \dot{z}_b - k_b z_b = b_w \dot{h} + k_w h. \quad (10.6)$$

Сначала рассмотрим собственные частоты незатухающей однородной системы. С помощью подхода $e^{\lambda t}$ получаем уравнение на собственные значения

$$\begin{pmatrix} z_b \\ z_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{z}_b \\ \hat{z}_w \end{pmatrix} e^{\lambda t}. \quad (10.7)$$

Если мы вставим (10.7) в уравнения (10.5) и (10.6) и поделим на $e^{\lambda t}$ (для всех комплексных значений λ и для всех t справедливо следующее: $e^{\lambda t} \neq 0$), то следует, что

$$\begin{pmatrix} \lambda^2 m_b + k_b & -k_b \\ -k_b & \lambda^2 m_w + k_b + k_w \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \hat{z}_b \\ \hat{z}_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (10.8)$$

Члены $b_w \dot{h}$ и $k_w h$ представляют собой внешнее возбуждение и, следовательно, не влияют на собственные частоты. Мы получаем характеристическое уравнение из условия, что определитель матрицы 2×2 из (10.8) исчезает:

$$\lambda^4 + \lambda^2 \frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{m_b m_w} + \frac{k_b k_w}{m_b m_w} = 0. \quad (10.9)$$

Решения (10.9) для λ^2 имеют вид

$$\lambda_{1,2}^2 = -\frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{2 m_b m_w} \pm \sqrt{\left(\frac{m_w k_b + m_b (k_b + k_w)}{2 m_b m_w} \right)^2 - \frac{k_b k_w}{m_b m_w}}. \quad (10.10)$$

Значения для λ^2 являются чисто действительными и отрицательными; это означает, что четыре решения $\lambda_1, \dots, \lambda_4$ из (10.9) являются чисто мнимыми. Собственные частоты являются результатом значений $\lambda_1, \dots, \lambda_4$, причем пары значений идентичны; следовательно, две естественные частоты, f_1 и f_2 , дают.

Пример 10.1 Мы принимаем следующие значения для параметров четвертной модели автомобиля: $m_b = 300$ кг, $m_w = 30$ кг, $k_w = 120\,000$ Н/м и рассматриваем собственные частоты как функцию жесткости пружины кузова, k_b . Графики на рисунке 10.2 показывают собственные частоты f_1 и f_2 для значений k_b в диапазоне от 12 000 Н/м до 44 000 Н/м для четвертной модели автомобиля. Первая собственная частота лежит в диапазоне приблизительно от 1 Гц до 1,7 Гц, а вторая от 10 Гц до 12 Гц, в современных автомобилях до 16 Гц. Собственная частота кузова (следовательно,

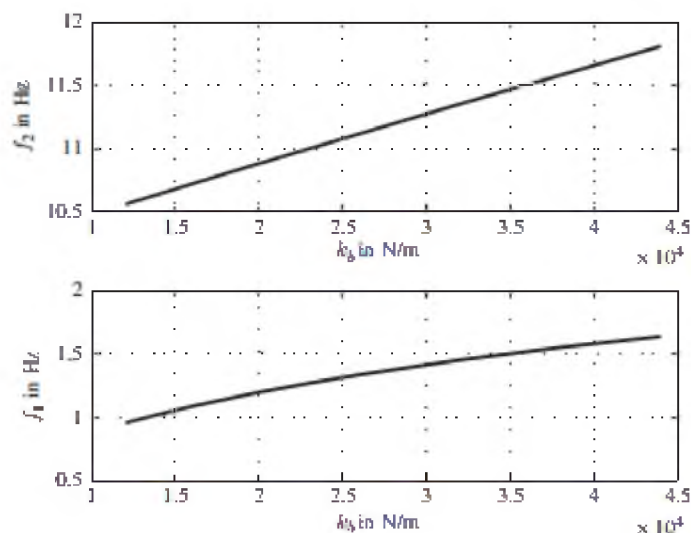


Рисунок 10.2 Первая и вторая собственные частоты как функция жесткости пружины кузова

первая естественная частота) лежит значительно ниже диапазона от 4 Гц до 8 Гц, в котором люди чувствительно реагируют на вибрации. Вторая собственная частота лежит выше этого диапазона.

10.2 Двухосный автомобиль, однопутное возбуждение

Модель автомобиля, представленная в этом разделе, включает четыре массы. Это обеспечивает хорошее воспроизведение фактических колебаний автомобиля, если мы сделаем некоторые ограничивающие предположения.

1. Неровности полос левого и правого колеса идентичны. Мы называем этот тип возбуждения однопутным возбуждением. Предположим далее, что автомобиль является симметричным по своим характеристикам инерции относительно плоскости $_{evx} - _{evz}$. В результате не происходит качения или скольжения. Поскольку автомобиль движется по прямой линии, движения рыскания также отсутствуют.
2. Задние колеса движутся в том же направлении, что и передние колеса. Это означает, что возбуждения на задних колесах идентичны возбуждениям на передних колесах, хотя фазовый сдвиг действительно имеет место.

Рисунок 10.3 показывает модель автомобиля. Он состоит из четырех масс. Две массы колес, m_{w1} и m_{w2} , опираются на поверхность дороги с помощью дополнительных жесткостей, k_{w1} и k_{w2} . Пары пружина-амортизатор, k_{b1} , b_{b1} и k_{b2} , b_{b2} , действуют между массой кузова (масса, m_b , момент массы, J_b) и массами колеса. Система сиденье-человек расположена на кузове. В первом случае масса водителя m_d опирается на кузов через пару пружин-демпферов сиденья k_s , b_s . Отклонения массы колес составляют z_{w1} и z_{w2} , кузова и

Функция Лагранжа для незатухающей системы легко устанавливается с помощью переменных z_b , ϕ_b , z_{w1} , z_{w2} , z_d и вспомогательных переменных z_{b1} , z_{b2} .

$$\begin{aligned}
 L &= T - V \\
 &= \frac{1}{2}m_d\dot{z}_d^2 + \frac{1}{2}m_b\dot{z}_b^2 + \frac{1}{2}J_b\dot{\phi}_b^2 + \frac{1}{2}m_{w1}\dot{z}_{w1}^2 + \frac{1}{2}m_{w2}\dot{z}_{w2}^2 \\
 &\quad - \left(\frac{1}{2}k_s(z_d - (z_b - \ell_s\varphi_b))^2 \right. \\
 &\quad + \frac{1}{2}k_{b1}(z_{w1} - (z_b - \ell_1\varphi_b))^2 + \frac{1}{2}k_{b2}(z_{w2} - (z_b + \ell_2\varphi_b))^2 \\
 &\quad \left. + \frac{1}{2}k_{w1}(z_{w1} - h_1)^2 + \frac{1}{2}k_{w2}(z_{w2} - h_2)^2 \right) .
 \end{aligned} \tag{10.14}$$

Если для переменных введены следующие переменные: $q_1 = z_d$, $q_2 = z_b$, $q_3 = \phi_b$, $q_4 = z_{w1}$, $q_5 = z_{w2}$, уравнения движения для незатухающей системы становятся

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0, \quad j = 1, \dots, 5. \tag{10.15}$$

Мы получили

Аналогично двухмассовой системе замещения в уравнения могут быть введены затухающие системы. Далее мы рассмотрим частный случай симметричного автомобиля. Следующее относится к этому $s = 0$, $1 = 2$, $k_{b1} = k_{b2}$, $k_{w1} = k_{w2}$, $m_{w1} = m_{w2}$, $b_{b1} = b_{b2}$.

В матричной форме выделенная задача на собственные значения может быть записана с помощью способа элт

$$(z_d, z_b, \varphi_b, z_{w1}, z_{w2})^T = (\hat{z}_d, \hat{z}_b, \hat{\varphi}_b, \hat{z}_{w1}, \hat{z}_{w2})^T e^{\lambda t} \tag{10.19}$$

как

$$\underline{\underline{M}}(\hat{z}_d, \hat{z}_b, \hat{\varphi}_b, \hat{z}_{w1}, \hat{z}_{w2})^T = (0, 0, 0, k_{w1}h_1, k_{w2}h_2)^T, \tag{10.20}$$

с матрицей $\underline{\underline{M}}$, имеющей следующую форму:

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} m_d\lambda^2 + k_s & -k_s & 0 & 0 & 0 \\ -k_s & m_b\lambda^2 + k_s + 2k_{b1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_b\lambda^2 + 2k_{b1}\ell_1^2 & k_{b1}\ell_1 & -k_{b1}\ell_1 \\ 0 & -k_{b1} & k_{b1}\ell_1 & m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} & 0 \\ 0 & -k_{b1} & -k_{b1}\ell_1 & 0 & m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} \end{bmatrix} \tag{10.21}$$

Если мы умножим третий ряд $\underline{\underline{M}}$ с

$$(m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1})/(k_{b1}\ell_1) \quad (10.22)$$

а затем вычтите четвертый ряд из третьего и добавьте пятый, все в третьем ряду исчезнет, кроме элемента в третьем столбце. Этот элемент

$$\frac{J_b m_{w1} \lambda^4 + \lambda^2 (J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1})}{k_{b1} \ell_1} + 2k_{w1} \ell_1. \quad (10.23)$$

Из условия, что этот элемент (10.23) исчезнет, мы получим четыре из 10 собственных значений. Следующее применимо к квадратам собственных значений, которые мы получаем из (10.23):

$$\lambda_{1,2}^2 = -\frac{J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{2J_b m_{w1}} \pm \sqrt{\left(\frac{J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{2J_b m_{w1}}\right)^2 - \frac{2k_{w1} \ell_1^2 k_{b1}}{J_b m_{w1}}}. \quad (10.24)$$

Установив (10.24) в $m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1}$, получим

$$m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} = \frac{k_{b1} + k_{w1}}{2} - \frac{k_{b1} \ell_1^2 m_{w1}}{J_b} \pm \frac{1}{2J_b} \sqrt{(J_b (k_{b1} + k_{w1}) + 2k_{b1} \ell_1^2 m_{w1})^2 - 8J_b m_{w1} k_{w1} k_{b1} \ell_1^2}. \quad (10.25)$$

Если две дроби и выражение с квадратным корнем в правой части (10.25) возводятся в квадрат по отдельности, мы можем видеть, что значение этих двух дробей меньше выражения с квадратным корнем на

$$k_{b1} \sqrt{\frac{\ell_1^2 m_{w1}}{J_b}} \quad (10.26)$$

Выражение

$$m_{w1}\lambda^2 + k_{b1} + k_{w1} \quad (10.27)$$

больше нуля для положительного знака, предшествующего квадратному корню, и меньше нуля для отрицательного знака. Следовательно, два сопровождающих собственных вектора

$$\underline{e}_1 = \left(0, 0, 1, -\frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_1^2 + k_{b1} + k_{w1}}, \frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_1^2 + k_{b1} + k_{w1}} \right)^T, \quad (10.28)$$

$$\underline{e}_2 = \left(0, 0, 1, -\frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_2^2 + k_{b1} + k_{w1}}, \frac{k_{b1} \ell_1}{m_{w1} \lambda_2^2 + k_{b1} + k_{w1}} \right)^T, \quad (10.29)$$

имеют компоненты, которым предшествуют следующие знаки:

$$\underline{e}_1 : (0, 0, +, -, +) \quad (10.30)$$

$$\underline{e}_2 : (0, 0, +, +, -) \quad (10.31)$$

Следовательно, первая собственная мода эквивалентна колебанию, при котором концы тела и массы колеса колеблются в одной и той же фазе. Во второй собственной моде концы кузова и массы колес вибрируют в противоположных фазах. Собственная мода оставшихся шести естественных колебаний соответствует чисто поступательным движениям в направлении z .

В автомобильной инженерии принято определять замену модели, представленной ранее, в которой возникают просто массы с поступательным движением. Система подстановок показана на рисунке 10.4. Масса тела в системе замещения заменяется тремя массами. Эти массы, m_{b1} , m_{b2} и m_c (масса сцепления) соединены жесткой безмассовой балкой. Три массы рассматриваются как точечные массы (без момента инерции массы). Чтобы гарантировать, что характеристики инерции трех масс согласуются с характеристиками кузова, необходимо, чтобы были выполнены три условия:

$$m_{b1} + m_{b2} + m_c = m_b, \quad (10.32)$$

$$\ell_1 m_{b1} - \ell_2 m_{b2} = 0, \quad (10.33)$$

$$\ell_1^2 m_{b1} + \ell_2^2 m_{b2} = J_b. \quad (10.34)$$

Приведенные выше уравнения гарантируют равенство полной массы (10.32), центра масс (10.33) и момента массы (10.34). В виде системы уравнений эти

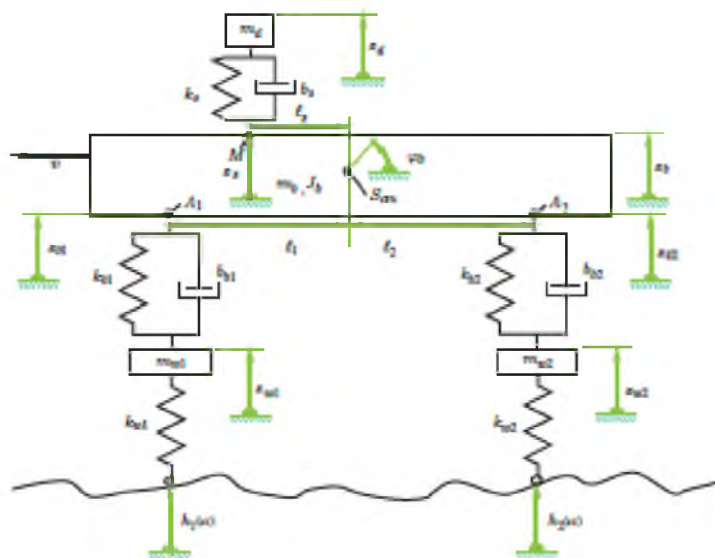


Рисунок 10.4 Двухосный автомобиль с массой сцепления

условия имеют следующую структуру:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_1 & 0 & -\ell_2 \\ \ell_1^2 & 0 & \ell_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_{b1} \\ m_c \\ m_{b2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_b \\ 0 \\ J_b \end{bmatrix}. \quad (10.35)$$

Определитель матрицы равен $\ell_1 \ell_2 (\ell_1 + \ell_2)$. Это означает, что система уравнений всегда может быть решена при условии, что центр масс не совпадает с A1 или A2. Однако могут быть решения, для которых применимо $m_c < 0$; с точки зрения инженерной механики, отрицательная масса не имеет смысла. Поскольку уравнения движения могут быть расположены аналогично первой модели, а решения уравнений движения приводят к тем же движениям, что и в первой модели, мы не будем больше рассматривать эту вторую модель.

Замечание 10.1 Возбуждения h_1 и h_2 из-за нерегулярного дорожного покрытия появляются в последних двух дифференциальных уравнениях. Различные обозначения указывают на то, что эти функции и, следовательно, возбуждения не зависят друг от друга. Однако, поскольку мы предполагаем, что передние и задние шины движутся по одной дорожке, возбуждение сзади h_2 такое же,

как и у передней, но сдвинутое по фазе ($\ell = \ell_1 + \ell_2$):

$$h_2(vt) = h_1\left(v\left(t - \frac{\ell}{v}\right)\right). \quad (10.36)$$

Если предположить, что h_1 можно записать в виде ряда Фурье:

$$h_1(vt) = \sum_{i=-N}^N \hat{h}_i e^{ji\omega t}, \quad (10.37)$$

тогда

$$h_2(vt) = \sum_{i=-N}^N e^{-ji\omega \frac{\ell}{v}} \hat{h}_i e^{ji\omega t}. \quad (10.38)$$

Угловые частоты возбуждения ω зависят от волновых чисел неровности дорожного покрытия

$$h(x) = \sum_{i=-N}^N \hat{h}_i e^{ji\kappa_w x}. \quad (10.39)$$

Применяется следующее:

$$\kappa_w v = \omega. \quad (10.40)$$

Исходя из этого, возбуждение на задних колесах приводит к следующему:

$$h_2(vt) = \sum_{i=-N}^N e^{-ji\kappa_w \ell} \hat{h}_i e^{ji\omega t}. \quad (10.41)$$

Фиксированный сдвиг фазы ℓ при заданной скорости движения v , имеет следствие того, что

- гармоническая составляющая неровности дорожного покрытия возбуждает уклон и вертикальные колебания в определенном соотношении, не зависящем от скорости движения;
- могут быть гармонические составляющие неровности дороги, которые исключительно возбуждают либо уклон, либо вертикальные вибрации.

Сдвиг фазы зависит от колесной базы, автомобиля и волновых чисел, κ_w . Это приводит к тому, что в случае двух разных автомобилей, движущихся по определенной испытательной цепи, будет возможно только стимулировать вертикальные колебания в одном из автомобилей и только колебания основного тона в другом. Поэтому при планировании испытательных цепей и при сравнении необходимо убедиться в наличии определенного распределения длин волн.

10.3 Кривые нелинейных характеристик

В заключение этой главы мы рассмотрим нелинейности кривых характеристики в пружинах и амортизаторах. В качестве простого примера рассмотрим односторонний генератор с кривой нелинейной характеристики для пружин:

$$x'' + 2Dx' + f(x) = p_0 \cos \eta t. \quad (10.42)$$

Мы ограничиваемся здесь безразмерными обозначениями. Мы получаем периодические решения этого дифференциального уравнения с помощью ряда Фурье. В дальнейшем, однако, мы просто рассмотрим первого члена этой серии. Основные свойства могут быть определены с поддержкой этого приближенного решения:

$$x = Q \cos(\eta t - \alpha). \quad (10.43)$$

Пусть нелинейность будет

$$f(x) = x + 0.05x^3. \quad (10.44)$$

Это нелинейная жесткость, которая называется осциллятором Даффинга.

На рисунке 10.5 показаны решения для незатухающей системы (следовательно, $D = 0$).

Мы можем видеть связь между амплитудой Q и частотой η^2 автономной системы (отсюда и отсутствие внешнего возбуждения: $p_0 = 0$). В отличие от линейного осциллятора с одной массой, нет фиксированной собственной частоты, но вместо этого частота η , с которой колеблется система, зависит от амплитуды Q . Мы можем видеть, что частота, с которой вибрирует система, очень близко равна к естественной угловой частоте $\eta = 1$ линейного одномассового осциллятора для малых амплитуд Q . Линия для $p_0 = 0$ называется основной кривой.

Амплитуду вынужденных колебаний также можно увидеть на рисунке 10.5. При заданной амплитуде возбуждения p_0 существует три возможных амплитуды для вибрации,

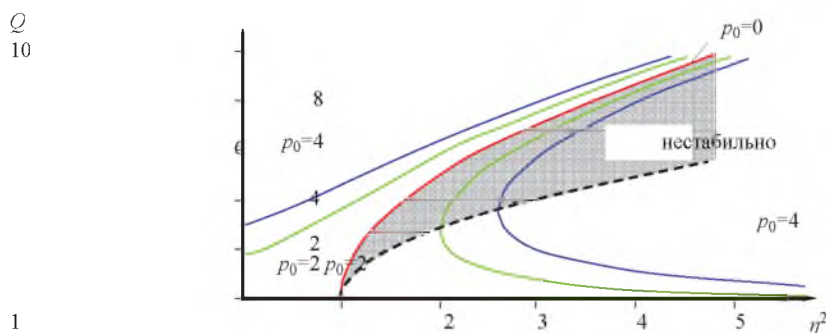


Рисунок 10.5 Отношение амплитуды к частоте (незатухающий осциллятор Даффинга)

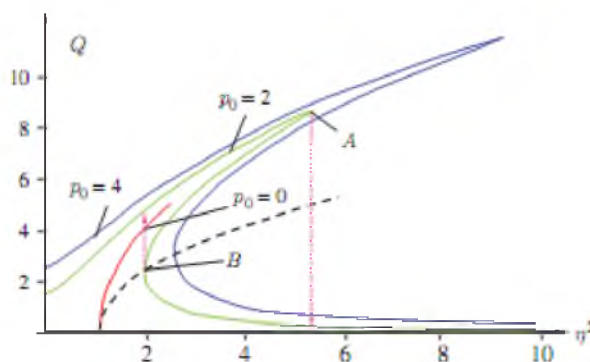


Рисунок 10.6 Отношение амплитуды к частоте (затухающий осциллятор Даффинга)

которая становится установленной. Ниже будет рассмотрено их значение с поддержкой демпфируемой системы. Рисунок 10.6 показывает амплитуды и частоты для затухающей системы:

$$x'' + 0.1x' + x + 0.05x^3 = p_0 \cos(\eta t). \quad (10.45)$$

Здесь также мы можем видеть кривую магистрали. Однако здесь амплитуда колебаний не показана, так как колебания свободной системы уменьшаются из-за затухания. Тем не менее, в отличие от незатухающей системы, кривая магистрали заканчивается с определенной частотой. В отличие от незатухающей системы кривые для $p_0 \neq 0$ в затухающей системе замкнуты. В демпфированном случае кривая магистрали просто выполняет функцию разделительной линии на амплитудно-частотном графике.

Рассмотрим кривую для $p_0 = 2$ и поднимем частоту, начиная с нуля. Если частота достигает точки поворота, А, амплитуда падает на участок кривой с отрицательным градиентом (Рисунок 10.6).

Если частота снижается, начиная с высокой частоты, в точке реверсирования В амплитуда переходит в верхнюю ветвь при $p_0 = 2$. Решения

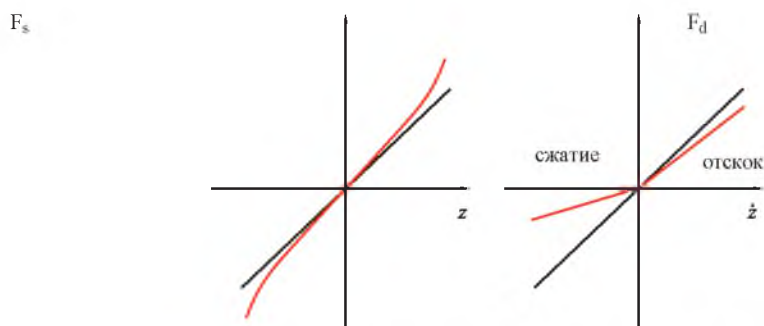


Рисунок 10.7 Кривые нелинейных характеристик

для средней ветки нестабильны и поэтому практически не играют никакой роли. Переход от одной ветки к другой всегда происходит в точках с вертикальной касательной.

Таким образом, это означает, что может быть более одного решения для вынужденных колебаний в нелинейных системах.

Рядом с нелинейной характеристической кривой пружины (линейная и кубическая часть) на рисунке 10.7 показан путь нелинейного гидравлического амортизатора. Билинейный путь характеристический. Здесь градиент ниже в диапазоне сжатия, чем в диапазоне отскока

10.4 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Как выглядит очень простая модель замены автомобиля?
2. В каком порядке находится собственная частота первого тела, а в каком - второго?
3. Нарисуйте модель для исследования вертикальных и тангажных колебаний автомобиля.
4. Сколько собственных частот у этой модели?
5. Каковы основные естественные моды, которые существуют в этой модели?

Понимать

1. Что такое масса сцепления?
2. Какие условия должны быть выполнены для введения массы сцепления?

11

Однопутная модель, угол скольжения шин, рулевое управление

В этой главе мы представляем основные понятия, технические термины и взаимосвязи динамики бокового движения. Боковая динамика играет центральную роль в поворотах. В разделе 11.1 представлены важные технические термины, такие как однопутная модель для понимания поворота и получения основных уравнений движения. Раздел 11.2 посвящен центральному элементу поворота, повороту шин и распределению касательных напряжений в пятне контакта. Рулевое управление и угол поворота рулевого колеса и концепции, необходимые для понимания избыточной и недостаточной поворачиваемости, являются содержанием Раздела 11.3. После этого линеаризованные уравнения движения однопутной модели выводятся в разделе 11.4; Эти уравнения являются наиболее важными результатами данной главы. В разделе 11.5 обсуждается взаимосвязь между продольными и боковыми силами шины, влияние дифференциальных передач на прохождение поворотов обсуждается в разделе 11.6.

11.1 Уравнения движения однопутной модели

В следующем разделе мы имеем дело с управлением транспортным средством в самолете по траектории. Также изучаются силы, возникающие при прохождении поворотов, и влияние шин. Рисунок 11.1 показывает модель с двумя осями и четырьмя колесами. Предполагается, что центр масс S_{cm} лежит в плоскости, по которой движется Автомобиль 1. В результате не происходит передача нагрузки на колесо (ни в поворотах, ни во время ускорения или замедления). Следовательно, модель может быть сведена к модели с одной дорожкой (Рисунок 11.1).

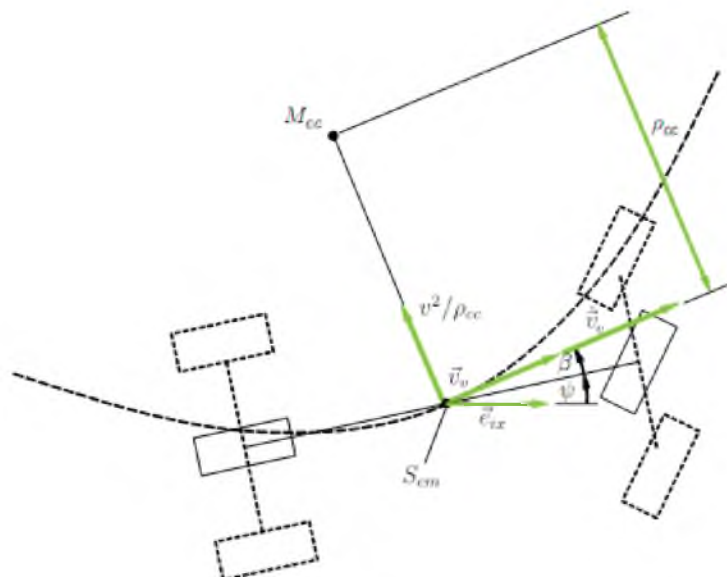


Рисунок 11.1 Однопутная модель

¹Конечно, это существенное упрощение, но оно позволяет вывести простые уравнения движения и, следовательно, дает четкий обзор некоторых важных явлений..

Однопутная модель: Однопутная модель является ключевой моделью в боковой динамике автомобиля, которая позволяет учитывать важные зависимости параметров и делать выводы о боковой динамике. Модель с одним треком часто составляет основу простых систем ESP. Одно из важных предположений о модели с однопутным движением заключается в том, что центр масс автомобиля находится на дороге, а это означает, что расстояние от центра масс до плоскости дороги равно нулю: $h_{cm} = 0$. Это упрощение ограничивает применимость однопутная модель.

Центр масс S_{cm} модели движется вдоль траектории, скорость центра масс $\underline{v} = \underline{v}_v$ всегда является касательной к траектории. Угол между осью $\underline{e}_{ix}$ и продольной осью $\underline{e}_{vx}$ автомобиля является углом рыскания ψ (см. также Рисунок 1.8; мы в основном опускаем индекс v в следующем, $v = v_v$ и т. д.).

Угол скольжения автомобиля: Угол между направлением движения центра масс автомобиля и продольной осью транспортного средства называется углом бокового скольжения автомобиля β . Сумма угла поворота и угла бокового скольжения автомобиля является углом курса.

Круг кривизны: Круг кривизны является чисто геометрическим объектом, который локально приближается к траектории в одной точке. Другими словами, круг кривизны существует, даже когда по траектории нет движущегося автомобиля; это характеристика траектории. Центр круга кривизны M_{cc} .

Круг кривизны можно рассчитать с помощью ограничивающего процесса, как показано на рисунке 11.2. Обе точки, отмеченные крестиками, движутся против



Рисунок 11.2 Определение круга кривизны с помощью ограничивающего процесса

точки в середине крестов. Ровно один круг определяется крестами и точкой. Круг, который возникает в этом ограничивающем процессе, является кругом кривизны в точке P .

Если траектория задана математическими функциями в виде параметризованных кривых

$$\vec{r} = (x_v(\zeta), y_v(\zeta)) \begin{pmatrix} \underline{e}_{ix} \\ \underline{e}_{iy} \end{pmatrix}, \quad (11.1)$$

(здесь ζ - параметр кривой без измерения) радиус кривой ρ_{cc} может быть рассчитан как

$$\rho_{cc} = \left| \frac{((x'_v)^2 + (y'_v)^2)^{\frac{3}{2}}}{x'_v y''_v - x''_v y'_v} \right|. \quad (11.2)$$

Для движения по прямой радиус бесконечен, $\rho_{cc} = \infty$ или кривизна κ_{cc} равна нулю:

$$\kappa_{cc} = \frac{1}{\rho_{cc}} = 0 \frac{1}{m}. \quad (11.3)$$

Это означает, что переход от движения по прямой к движению по окружности с радиусом ρ_{cc} приводит к скачкообразному изменению бокового ускорения

Это означает, что переход от движения по прямой к движению по окружности с радиусом ρ_{cc} приводит к скачкообразному изменению бокового ускорения

$$a_y = \frac{v^2}{\rho_{cc}}. \quad (11.4)$$

Чтобы избежать этого разрыва, при планировании дорог прямые линии обычно не связаны с частями круга, а используются специальные кривые, так называемые клотоиды (или спирали Эйлера). Эти специальные кривые перехода треков могут быть описаны с помощью так называемых интегралов Френеля (см. Абрамовиц 1984):

$$\begin{pmatrix} x_v(\zeta) \\ y_v(\zeta) \end{pmatrix} = A_c \sqrt{\pi} \int_0^\zeta \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{\pi \xi^2}{2}\right) \\ \sin\left(\frac{\pi \xi^2}{2}\right) \end{pmatrix} d\xi. \quad (11.5)$$

Решение в закрытой форме невозможно, но существуют разложения в ряды и приближенные числовые функции. Подстановка этих интегралов в уравнение (11.2) дает

$$\rho_{cc} = \frac{A_c}{\zeta \sqrt{\pi}}. \quad (11.6)$$

$$a_c = \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (11.7)$$

$$= \frac{v^2 \sqrt{\pi}}{A_c} \zeta. \quad (11.8)$$

Таким образом, поперечное ускорение (и, следовательно, центробежные силы) линейно зависит от ζ :

По этой причине клотоида подходит для перехода от движения по прямой к движению по окружности. Длина клотоиды

$$L = A \sqrt{\pi} \zeta, \quad (11.9)$$

это означает, что кривизна $k_{cc} = 1/\rho_{cc}$ увеличивается линейно с длиной.

Клотоиды могут использоваться для перехода от двух прямолинейных движений или для перехода от прямолинейного к круговому движению и наоборот.

Центростремительное ускорение (или радиальное ускорение), $a_c = v$, направлено к ρ_{cc} центру кривизны, M_{cc} , траектории ($v = |\underline{v}|$ - абсолютное значение вектора скорости $\underline{v} = \underline{v}v$, а ρ_{cc} - радиус круга кривизны).

Тангенциальное ускорение v' направлено тангенциально к траектории (и тангенциально к кругу кривизны). Диаграмма свободного тела показана на рисунке 11.3.

В дополнение к тангенциальным силам инерции, $F_t = mv'$, и центробежной силе, ρ_{cc} , он также показывает воздушные силы, F_{ax} и F_{ay} , а также силы в пятнах контакта передних и задних колес. Переднее колесо поворачивается на угол поворота, δ_1 .

Из диаграммы свободного тела на рисунке 11.3 мы получаем три уравнения движения (они составляют основу для дальнейших исследований):

- Равновесие сил в продольном направлении автомобиля:

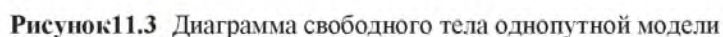
$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} \sin \beta - m \dot{v} \cos \beta + F_{x2} - F_{ax} + F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1 = 0, \quad (11.10)$$

- Равновесие сил, перпендикулярных продольному направлению автомобиля:

$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} \cos \beta + m \dot{v} \sin \beta - F_{y2} + F_{ay} - F_{x1} \sin \delta_1 - F_{y1} \cos \delta_1 = 0, \quad (11.11)$$

- Момент равновесия около S_{cm} :

$$J_z \ddot{\psi} - (F_{y1} \cos \delta_1 + F_{x1} \sin \delta_1) \ell_1 + F_{y2} \ell_2 + F_{ay} \ell_{cm} = 0. \quad (11.12)$$


$$F_{z1} = G \frac{\ell_2}{\ell} - F_{az1} \quad (11.13)$$

$$F_{z2} = G \frac{\ell_1}{\ell} - F_{a22} . \quad (11.14)$$

Нелинейные уравнения движения (11.10) - (11.12) позднее линейризуются, чтобы получить линейные уравнения движения однопутной модели. Сначала мы обсудим движение автомобиля в терминах центральной точки кривизны, M_{sc} (или центра круга кривизны) траектории, центра масс S_{cm} и мгновенного центра вращения, M_{cg} , движения автомобиля. Центр кривизны M_{sc} траектории представляет собой чисто геометрический объект, который позволяет интерпретировать центр ускорения масс и разбивать его на радиальную и тангенциальную составляющие. Мгновенный центр вращения, M_{cg} , также способствует вычислению вращения автомобиля (рыскание) вокруг центра масс.

149

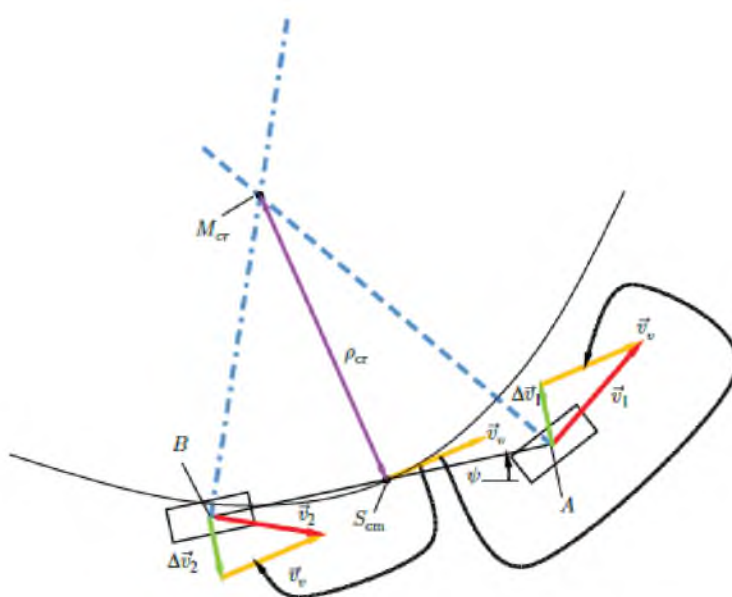


Рисунок 11.4 Мгновенный центр вращения автомобиля в движении

Мгновенный центр вращения: Мгновенный центр вращения - это воображаемая точка. Автомобиль вращается вокруг этой точки в определенный момент. Если мы представим бесконечно большую жесткую пластину, которая прикреплена к автомобилю и параллельна дороге, мгновенный центр вращения - это та точка пластины, которая не движется, то есть скорость этой точки исчезает. Мгновенный центр вращения, M_{cr} , является пересечением двух нормалей двух произвольных векторов скорости в двух разных точках автомобиля.

На рисунке 11.4 показан пример двух точек A и B. Скорость $\vec{v}_1$ точки A является суммой вектора скорости точки S_{cm} и вектора скорости $\Delta \vec{v}_1$, обусловленной движением рыскания. Вектор $\Delta \vec{v}_1$ выводится из следующего уравнения (11.15):

$$\Delta \vec{v}_1 = \dot{\vec{\psi}} \times (\vec{r}_A - \vec{r}_{cm}) . \quad (11.15)$$

Здесь $\vec{r}_A$ - вектор до точки A, $\vec{r}_{cm}$ - вектор до центра масс S_{cm} , а ψ - вектор угловой скорости рыскания. Следовательно

$$\vec{v}_1 = \vec{v}_v + \Delta \vec{v}_1 , \quad (11.16)$$

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_v + \Delta \vec{v}_2 \text{ where} \quad (11.17)$$

$$\Delta \vec{v}_2 = \dot{\vec{\psi}} \times (\vec{r}_B - \vec{r}_{cm}) . \quad (11.18)$$

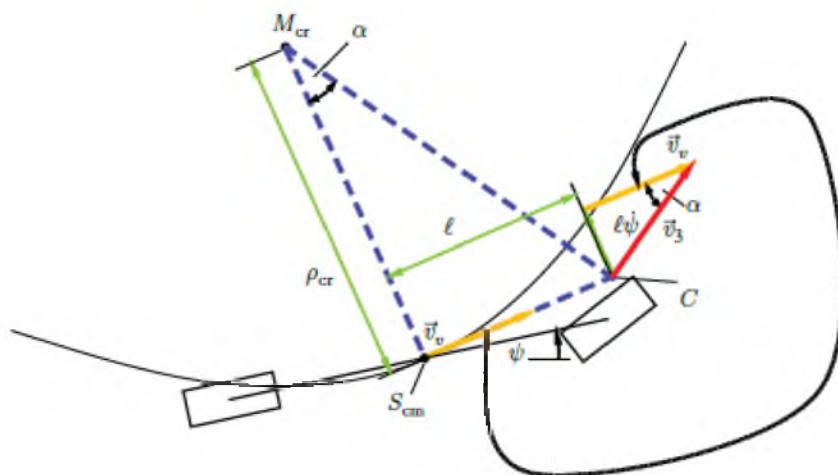


Рисунок 11.5 Расстояние мгновенного центра вращения от центра тяжести

Пунктирные и штрихпунктирные линии на рисунке 11.4 перпендикулярны скоростям v_1 и v_2 соответственно, а точки А и В находятся на линиях. Они описываются следующими двумя уравнениями в нормальной форме как

$$(\vec{r} - \vec{r}_A) \cdot \vec{v}_1 = 0, \quad (11.19)$$

$$(\vec{r} - \vec{r}_B) \cdot \vec{v}_2 = 0, \quad (11.20)$$

где $\cdot$ обозначает скалярное произведение, а $\vec{r}$ - вектор в каждой точке линии. Из уравнений (11.19) и (11.20) мы получаем положение мгновенного центра вращения, который является пересечением двух прямых.

Часто нас интересует только расстояние ρ_{cr} мгновенного центра вращения M_{cr} до центра масс S_{cm} . Мы получаем это с помощью простых геометрических наблюдений из рисунка 11.5. Без ограничения общности мы выбираем произвольную точку С на линии, проходящей через центр тяжести S_{cm} , с направлением скорости v_v . Для этой точки С мы определяем скорость v_3 (см. Рисунок 11.5). Скорость v_3 является суммой v_v и части, перпендикулярной направлению v_v от рыскания $\dot{\psi}$. Угол α в треугольнике скорости определяется как ($v_v = |v_v|$):

$$\tan \alpha = \frac{\dot{\psi}}{v_v}. \quad (11.21)$$

Треугольник штрихпунктирной линии подобен (в математическом смысле подобных треугольников) треугольнику скорости; следовательно, углы в вершине M_{cr} совпадают с углом между v_v и v_3 в треугольнике скорости. Получаем из пунктирной линии треугольник:

$$\tan \alpha = \frac{l}{\rho_{cr}}. \quad (11.22)$$

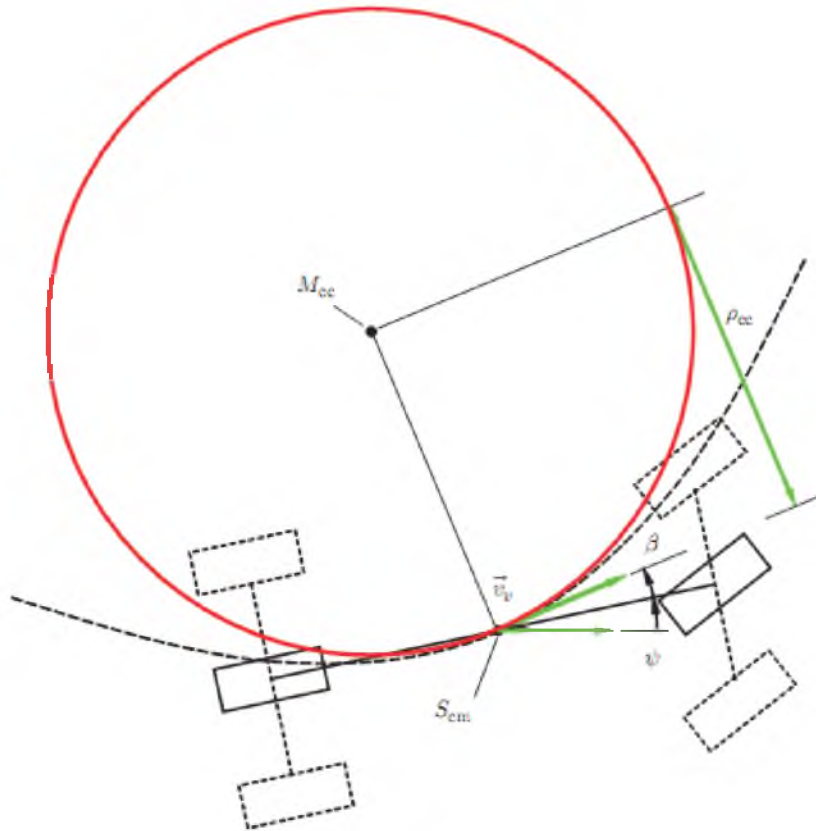


Рисунок 11.6 Радиус круга кривизны

Из уравнений (11.21) и (11.22) вместе получаем

$$\rho_{cx} = \frac{v_v}{\dot{\psi}}. \quad (11.23)$$

Радиус ρ_{cx} круга кривизны связан со скоростью центра масс и угловой скоростью курса $\dot{\beta} + \dot{\psi}$. Отношения могут быть легко определены с помощью рисунка 11.6.

Круг кривизны касается траектории в одной точке. Скорость v_v является касательной к траектории и к кругу кривизны, поэтому круг кривизны является мгновенным приближением траектории. Скорость S_{cm} на этом круге равна скорости движения по траектории. Направление v_v изменяется с угловой скоростью курса $\dot{\beta} + \dot{\psi}$. Поэтому мы получаем

$$|\vec{v}_v| = \rho_{cx}(\dot{\beta} + \dot{\psi}), \quad (11.24)$$

что дает (принимая $v_v = |v_v|$)

$$\rho_{cx} = \frac{v_v}{\dot{\beta} + \dot{\psi}}. \quad (11.25)$$

В этот момент может показаться неожиданным, что только углы β и ψ , связанные с движением автомобиля, появляются в формуле для ρ_{ss} , мгновенного радиуса траектории, поскольку эти углы не имеют ничего общего с траекторией. Это связано с тем, что угол поворота просто выражается отклонением от курса и углом бокового скольжения автомобиля.

11.2 Угол скольжения

Следующий раздел посвящен углу скольжения шины. Рисунок 11.7 показывает три вида шины: на рисунке 11.7 (а) вид спереди, на рисунке 11.7 (б) вид снизу и на рисунке 11.7 (в) вид сбоку.

Угол скольжения: Боковое скольжение происходит в шине, когда направление x_w (то есть продольное направление в системе координат шины) не совпадает с направлением движения ($_vw$ - направление на рисунке 11.7 (б)). Между направлением x_w и направлением $_vw$ мы называем этот угол углом скольжения α .

Если x_w и $_vw$ – направление не совпадают, это приводит к боковым деформациям шины (показано пунктирными линиями на рисунке 11.7 (а) и (б)), это также приводит к силе F_y в пятне контакта шины, действующей в направлении u_w .

Продольный наклон шкворня: точка приложения силы F_y не лежит в плоскости симметрии шины, а смещена относительно ntc в направлении x_w . Мы называем ntc плечом стабилизации шин (см. Рисунок 11.7 (б))².

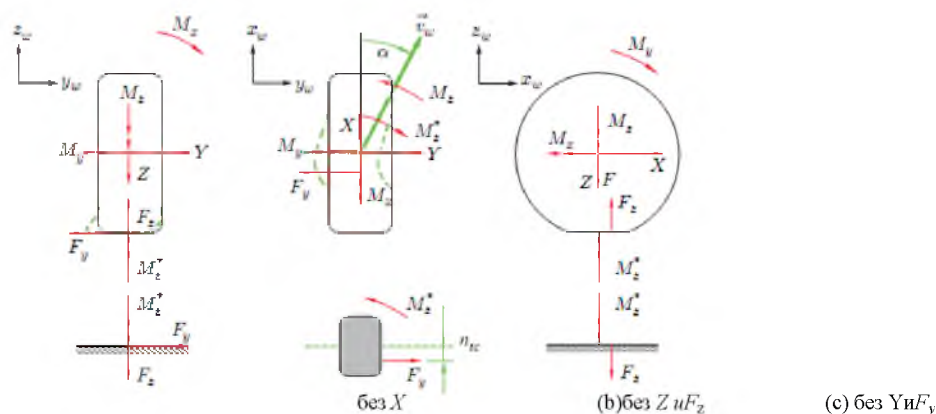


Рисунок 11.7 Силы на шине при боковом скольжении

²В литературе часто используется технический термин «пневматический след», у Реймпелла и соавт. 2001, употребляется термин продольный наклон шкворня; поскольку плечо рычага встречается и на сплошных шинах, термин «пневматический след» может ввести в заблуждение, и поэтому в этой книге используется термин «продольный наклон шкворня»

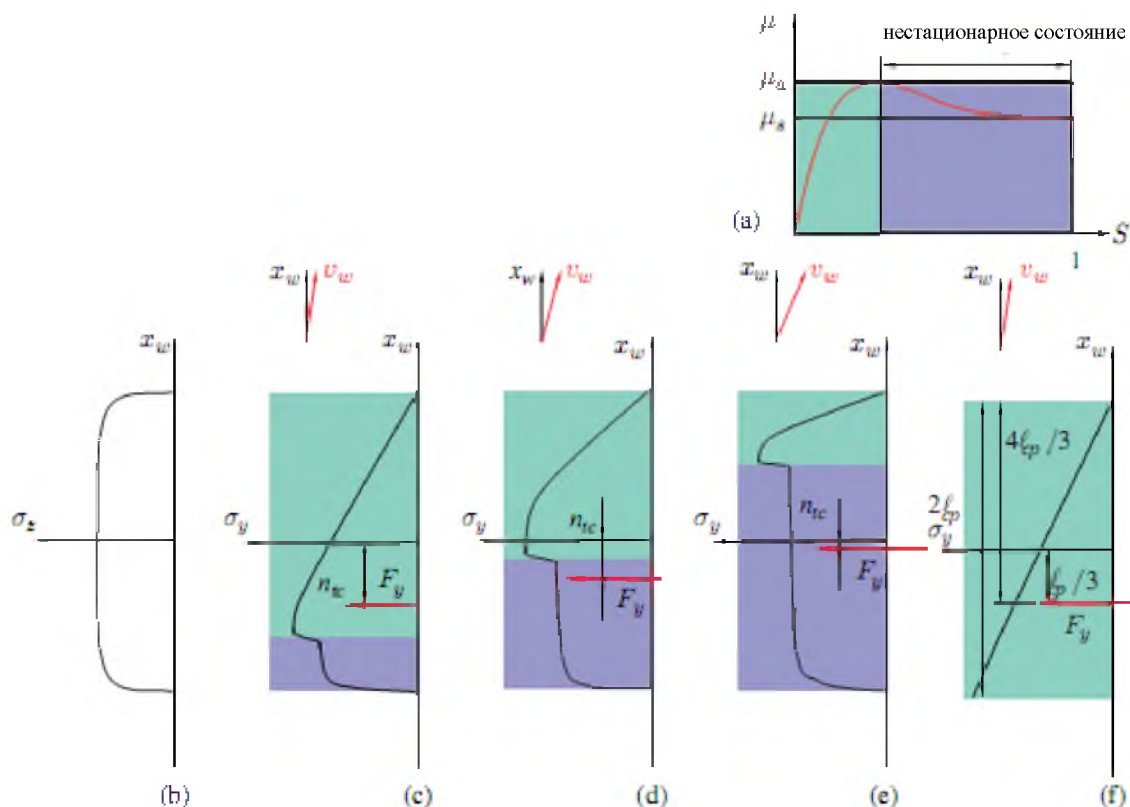


Рисунок 11.8 Напряжения в зоне контакта на колесе при боковом скольжении

Рисунок 11.7 приводит силы сечения. Из Рисунка 11.7 (b), очевидно, что из-за продольного наклона шкворня шины n_{tc} , момент $M_z = n_{tc}F_y$ необходим для выполнения условий равновесия (здесь момент M^* был принят за ноль). Момент M^* , zz , который был введен здесь только для полноты картины, обусловлен угловой скоростью колеса относительно оси zw , которая может возникнуть, например, во время парковочного маневра. Такое движение приводит к моменту, который обычно мал для катящейся шины. Поскольку здесь рассмотрено устойчивое скольжение, примем $M^* = 0$.

Момент M_z противодействует увеличению угла скольжения (момент самовывравнивания)³. Объяснение продольного наклона шины проиллюстрировано с помощью рисунка 11.8, на котором схематически показаны боковые напряжения σ_y . Рисунок 11.8 (a) показывает коэффициент продольной силы, μ , как функцию скольжения. Существенными признаками для следующего объяснения являются разделение в области адгезии (в передней части пятна контакта) и области скольжения (в конце пятна контакта). Важно, чтобы боковые напряжения быстро падали при переходе от адгезии к скольжению, тогда как μ должно быстро падать с μ_a до μ_s . Рисунок 11.8 (b) показывает нормальное напряжение σ_z в плоскости продольной симметрии области контакта в зависимости от x_w . Асимметричное распределение напряжений при прокатке было опущено для ясности. Рисунок 11.8 (c) - (e) показывает касательные напряжения σ_y в направлении uw для трех различных углов скольжения.

³Продольные силы в пятне контакта от торможения или от тяги могут привести к моментам, если они не действуют в центре пятна контакта.

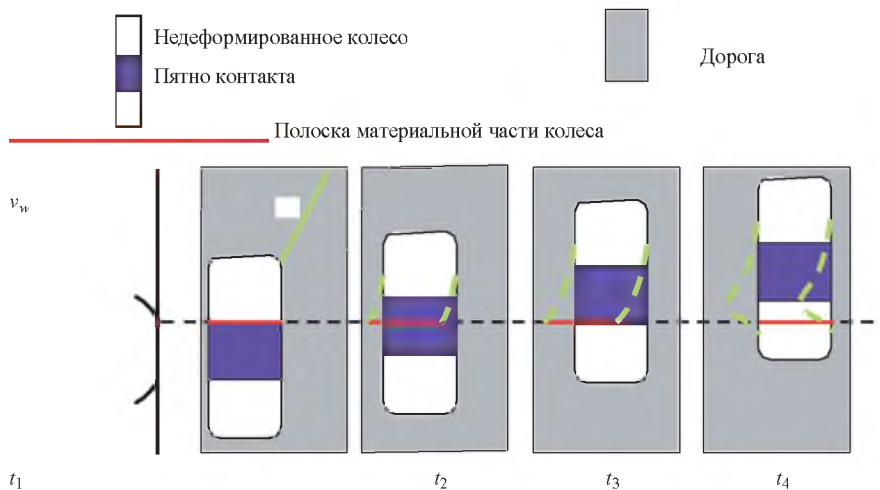


Рисунок 11.9 Развитие боковых сил

Угол скольжения α наименьший на рисунке 11.8 (с) и самый большой на рисунке 11.8 (е). Что происходит, когда в колесе происходит боковое скольжение, можно сначала объяснить с помощью рисунка 11.9, прежде чем мы вернемся к напряжениям. Четыре суб-картинки на рисунке 11.9 показывают колесо, движущееся по дороге в течение четырех последовательных моментов времени t_1, t_2, t_3, t_4 . Колесо движется снизу слева вверх справа. Колесо и площадь контакта показаны на диаграмме не деформированными. Теперь мы сконцентрируемся на небольшой полосе материала, которая является частью шины. При $t = t_1$ эта полоса проходит в пятне контакта и впервые касается дороги (небольшое изображение слева показывает разрез в плоскости $xw-zw$; полоса в этом разрезе - маленький прямоугольник). В момент времени $t = t_2$ шина немного сместилась в направлении $\underline{v}_w$. Однако полоса существенно прилипает к дороге и поэтому не меняет своего положения. Шина поэтому деформирована; деформированная шина показана пунктирной линией.

В ходе дальнейшего маневра движение шины продолжается в направлении $\underline{v}_w$ ($t = t_3$). Деформации шины становятся больше. Это, в свою очередь, вызывает большие деформационные силы или касательные напряжения, что означает, что тангенциальные силы, действующие между дорогой и полосой, становятся больше. Если силы слишком велики, полоса начинает скользить ($t = t_4$). Это может произойти в задней части пятна. Следовательно, пятно контакта может быть разделено на область адгезии, которая расположена в передней части пятна контакта, и в области скольжения в задней части пятна контакта. Очевидно, что пятно контакта больше не имеет простой прямоугольной формы при поворотах.

Вернемся теперь к рассмотрению напряжений в области контакта из рисунка 11.8. Рисунок 11.8 (с) показывает касательные напряжения σ_{xy} для малого угла скольжения. Напряжение увеличивается приблизительно линейно (светло-серая область), пока не достигнет скольжения, потому что оно превышает коэффициент адгезии. В зоне сцепления расположение полосы на дороге, как показано на рисунке 11.9, не изменяется. Фактически полоса меняет свое положение лишь незначительно, потому что небольшое количество скольжения происходит даже в так называемой области адгезии. Это можно увидеть на рисунке 11.8 (а). Основное скольжение происходит при переходе от зоны адгезии к зоне скольжения. Хотя нормальное напряжение σ_z изменяется незначительно, тангенциальные напряжения σ_{xy} падают довольно резко, поэтому коэффициент трения в этой точке быстро уменьшается от μ_a до μ_s . Касательное напряжение σ_{xy} , таким образом, увеличивается в области адгезии и ведет себя приблизительно пропорционально нормальным напряжениям в области скольжения.

Из-за этого асимметричного распределения касательного напряжения результирующая сила, F_y , не расположена в центре пятна контакта, но смещена на ntc в направлении перехода от области адгезии к области скольжения. Увеличение угла скольжения (Рисунок 11.8 (d)) с течением времени также увеличивает боковое смещение полосы из Рисунок 11.9. Следовательно, тангенциальное напряжение быстро увеличивается, и переход к скольжению происходит раньше. Это приводит к меньшей площади сцепления и большей площади скольжения. Когда распределение касательных напряжений приближается к симметричной форме, продольный наклон шкворня шины, ntc , становится меньше. На рисунке 11.8 (е) этот эффект более заметен при еще большем угле скольжения; Здесь продольный наклон шкворня шины уменьшилась почти до нуля. Расширяя область скольжения на очень большие углы скольжения практически на всем пятне контакта,

распределение касательных напряжений пропорционально нормальному распределению напряжений. Если мы рассмотрим асимметричное нормальное распределение напряжений из-за качения шины, которое включает нормальные напряжения, увеличивающиеся в передней части пятна контакта, то теоретически может возникнуть отрицательный продольный наклон шкворня шины. Эта отрицательный продольный наклон шкворня шины будет означать, что колесо становится нестабильным. Однако для практических схем вождения эти крайние углы скольжения не имеют значения.

Жесткость на поворотах: Для малых углов скольжения (прибл. $\alpha < 4^\circ$) боковая сила F_y может быть аппроксимирована по линеаризованному закону:

$$F_y = c_\alpha \alpha. \quad (11.26)$$

Коэффициент c_α называется коэффициентом боковой силы или жесткостью на повороте. Для малых углов скольжения мы можем приблизительно предположить, что скользящая часть исчезает, а касательное напряжение линейно возрастает от нуля до максимального значения в области адгезии пятна контакта. Затем мы получаем продольный наклон шкворня шины, просто определяя центральную точку треугольника касательных напряжений (см. Рисунок 11.8 (f)):

Это приближительная формула, которая применяется только при указанных условиях. На рисунке 11.10 боковая сила, F_y , момент, M_z , и продольный наклон шкворня шины, n_{tc} , показана как

$$n_{tc} = \frac{1}{3} \ell_{cp}. \quad (11.27)$$

функция угла скольжения α . Как поперечная сила, F_y , так и продольный наклон шкворня шины, n_{tc} (порядок величины для легковых автомобилей: $n_{tc} \approx 0,02 - 0,06$ м, $c_\alpha \approx 40 - 110$ кН/рад) зависят от вертикальной силы, F_z . Для малых углов скольжения α это может

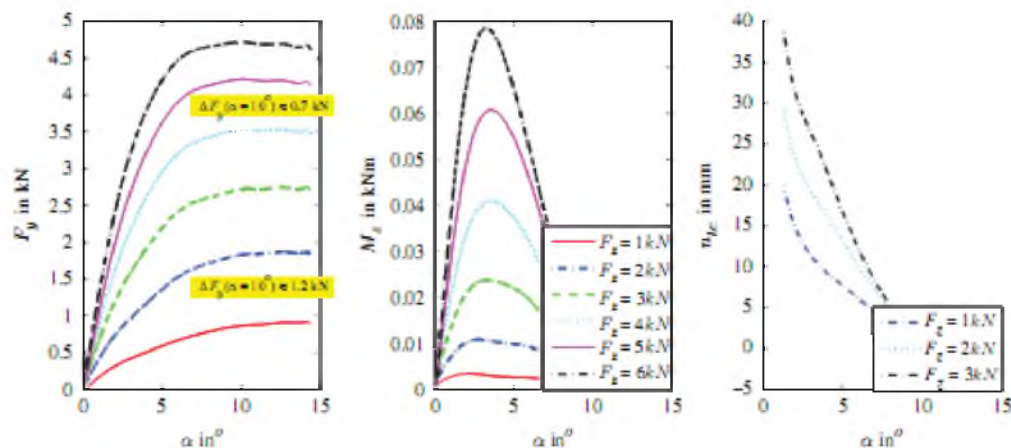


Рисунок 11.10 Боковая сила, самоцентрирующий момент и продольный наклон шкворня шины (из измерений с небольшими коррекциями смещений)

быть аппроксимирован полиномами (F_{znom} - номинальная вертикальная нагрузка):

$$c_\alpha = (\hat{c}_\alpha - \hat{c}_\alpha F_z) F_z, \quad (11.28)$$

$$n_{tc} = n_{tc0} \frac{F_z}{F_{znom}}. \quad (11.29)$$

Уравнение (11.28) имеет решающее значение в последующих соображениях.

11.3 Рулевое управление

В этом разделе определяется соотношение между углом поворота δ_l передних колес и углом δ_s , на который водитель поворачивает руль. Используем Рисунок 11.11, чтобы объяснить взаимосвязь. Вращательное движение рулевого колеса преобразуется реечной передачей в поступательное движение поперечной рулевой тяги. Тяги связаны с рулевыми рычагами. Вращение рычага рулевого управления приводит к вращению держателя колеса, который вращается вокруг оси рулевого управления (ось рулевого управления - это ось, проходящая через два шаровых шарнира держателя ступицы колеса; для подвески McPherson ось рулевого управления - это ось через нижний шаровой

Рулевое колесо

157

Исключив M^* , получим

$$(F_{y1l} + F_{y1r})(n_{kc} + n_{tc}) = 2k_s(u_r^* - \ell_{sa}\delta_1) \quad (11.34)$$

и, следовательно, (поступательная жесткость, k_s , заменяется вращательной жесткостью, $k_s^* = 2\ell_{sa}k_s$) путем замены u^* с использованием уравнения (11.33):

$$\delta_1 = \frac{\delta_s}{i_s} - \frac{(F_{y1l} + F_{y1r})(n_{kc} + n_{tc})}{k_s^*} \quad (11.35)$$

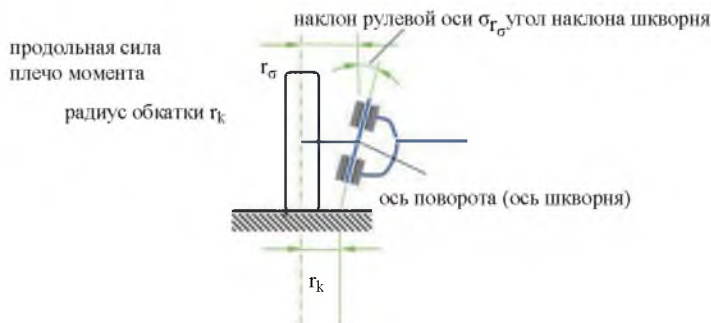
Аналогичные результаты могут быть получены для других систем рулевого управления, таких как система рулевого управления с рычагом⁶.

Следует подчеркнуть, что мы пренебрегли нелинейностями тригонометрических функций в приведенном выше выводе.

Влияние продольных сил в пятне контакта шины при движении или торможении или при движении по препятствиям при прохождении поворотов может влиять на крутящий момент рулевого колеса. В общем, рулевые рычаги не расположены параллельно. Во время поворота продольные силы вызывают разные моменты в зависимости от того, действуют ли они внутри кривой или снаружи кривой. Обозначим факторы влияния через i_i для внутреннего колеса и через i_o для внешнего колеса. В большинстве случаев $i_i > i_o$ (т.е. внутреннее колесо поворачивается больше, чем внешнее колесо).

Во время процесса торможения тормозной момент прикладывается, с одной стороны, к продольной тормозной силе F_b в зоне контакта, а с другой стороны, к соответствующей тангенциальной силе на тормозном диске. Таким образом, вся тормозная сила поддерживается через подвеску на кузове автомобиля (см. Рисунок 11.12). Таким образом, общий момент, действующий на систему рулевого управления из-за тормозных сил, связан с тормозными силами и с соответствующим радиусом обкатки, r_k . Радиус обкатки - это расстояние от точки пересечения оси симметрии колеса с проезжей частью до точки пересечения оси рулевого управления с проезжей частью. Общий момент, следовательно, получается⁷

Поскольку рулевые рычаги не параллельны, действующие на них силы на внешних и внутренних колесах имеют одинаковую величину, но разные направления. Действующий на систему рулевого управления, пропорционален радиусу обкатки r_k . Радиус обкатки может быть очень маленьким или даже нулевым. Для достижения этой цели расстояние между осью рулевого управления и центром колеса и угол наклона оси рулевого управления



Воздействие тяговых сил (или возмущающих сил)

Влияние тормозных сил

⁶ Жесткость соответствия k_s^* в уравнениях системы рулевого управления реечной передачи должна быть заменена k_s системы РУ рычага. Единица постоянной k_s в системе рулевого управления реечной передачи - это единица силы, единица постоянной k_s в рулевом рычаге - единица момента. Плечо момента R_{sa} вводится в $u^* = R_{sa}\delta$, чтобы получить те же уравнения для систем рулевого управления с реечной передачей и рычагом. Этот рычаг R_{sa} , разумеется, не является частью системы РУ с реечной передачей, но это длина рычага РУ для обеих систем РУ.

⁷ Чтобы рассчитать момент сил торможения F_{bo} и F_{bi} на внешней и внутренней сторонах соответственно, необходимо ввести рычаг, то есть расстояние между осью цапфы и центром пятна контакта. В литературе и в ISO 8855 2011 обозначено с помощью символа q_T ; здесь мы предпочитаем ввести r_k , который можно использовать для вычисления $q_T = r_k \cos \sigma$.

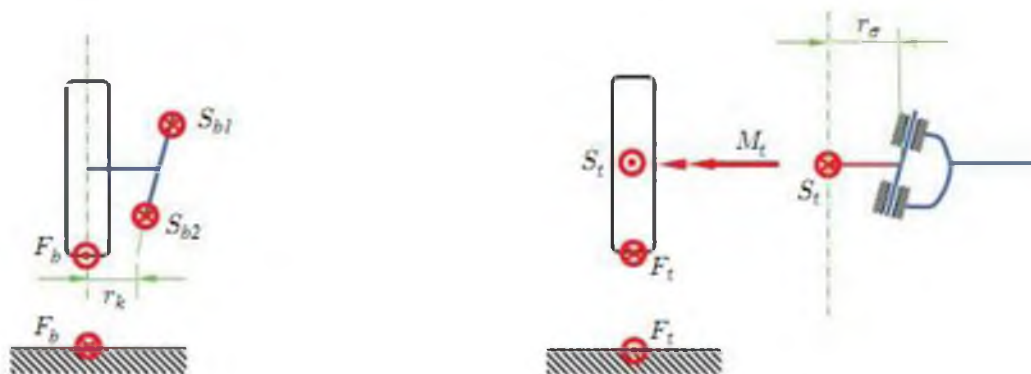


Рисунок 11.12 Влияние продольных сил в зоне контакта

должны выбираться соответствующим образом. Отрицательный радиус обкатки также возможен. Во время торможения с управлением ABS тормозные силы очень высоки, что может привести к большому моменту в системе рулевого управления. Поэтому выгодно иметь маленький или нулевой радиус обкатки.

При рассмотрении ведомых колес мы принимаем приводные валы, которые параллельны боковой оси автомобиля (ось YV). В общем случае используются приводные валы с универсальными шарнирами (или шарнирами с постоянной скоростью, шарнирами) и шлицами для адаптации к изменениям длины. Эти приводные валы, как правило, не находятся на одной прямой. В таких случаях рассмотрение является более сложным, и геометрические нелинейности должны быть приняты во внимание. Для удобства мы ограничиваем прямолинейные приводные валы. Тяговые силы действуют в пятне контакта. Поскольку приводной крутящий момент на колесе не может поддерживаться посредством держателя ступицы колеса и подвески кузовом автомобиля, соответствующая сила тяги F_t в пятне контакта должна быть равна силе сечения S_t , действующей на центр колеса. Уравнение $S_t = F_t$ является результатом диаграммы свободного тела в правой части рисунка 11.12. Моменты, возникающие из-за движущих сил на внутреннем и внешнем колесе, не пропорциональны радиусу скраба, а пропорциональны так называемому плечу момента продольной силы или радиусу плеча рычага возмущающей силы r_σ . (При ближайшем рассмотрении рычаг возмущающего усилия должен быть изменен в соответствии с геометрией приводных валов; в этом контексте мы говорим о радиусе плеча крутящего момента). Прямой приводной вал приводит к моменту, M_s , благодаря тяговым силам F_{xi} и F_{xo} ⁸:

$$M_s \approx (F_{xi}i_1 - F_{xo}i_o) \underbrace{r_\sigma}_{qw} \cos \sigma. \quad (11.37)$$

Этот момент рулевого управления пропорционален плечу рычага возмущающей силы r_σ . В подвесках и подшипниках ступиц колес, обычно используемых сегодня, нельзя выбрать r_σ сколь угодно малым. Ударные силы оказывают аналогичное влияние на движущие силы, например, при движении по препятствиям. Хотя эти возмущающие силы действуют в противоположном направлении, их влияние аналогично влиянию тяговых сил: оба создают вращающий момент, пропорциональный r_σ . Название рычага возмущающей силы происходит от воздействия этих возмущающих сил удара. По своей конструкции радиус обкатки r_k может быть нулевым или даже отрицательным. Это стало возможным в легковых автомобилях, в частности, благодаря использованию скользящих тормозов суппорта, имеющих малые габариты, а это означает, что рулевая ось может быть расположена близко к центральной плоскости колеса.

Отрицательный радиус обкатки является преимуществом для диагонально разделенных тормозных систем. В этих системах противоположные по диагонали колеса объединены в одну из двух тормозных цепей. Если во время торможения произошел сбой одного контура, возникает момент рыскания. Этот момент поворота является результатом передачи нагрузки от задней оси к передней и, следовательно, к большим тормозным силам на передней оси. Отрицательный радиус обкатки вместе с односторонним тормозным усилием на передних колесах вызывает компенсационное рулевое управление (инициируемое моментом) до момента рыскания от тормозных сил (см. Рисунок 11.13 (a)).

Точно так же отрицательный радиус обкатки, r_k , оказывает благоприятное влияние на торможение на дороге с расщепленным участком. Крутящий момент от различных тормозных сил частично компенсируется рулевым управлением, инициируемым рулевым моментом (из отрицательного радиуса обкатки и различных тормозных сил на передних колесах; см. Рисунок 11.13 (b)). Аналогичная компенсация происходит во время торможения и поворота (см. Рисунок 11.13 (c)), когда начинается рулевое управление внутри траектории.

11.4 Линеаризованные уравнения движения одноколейной модели

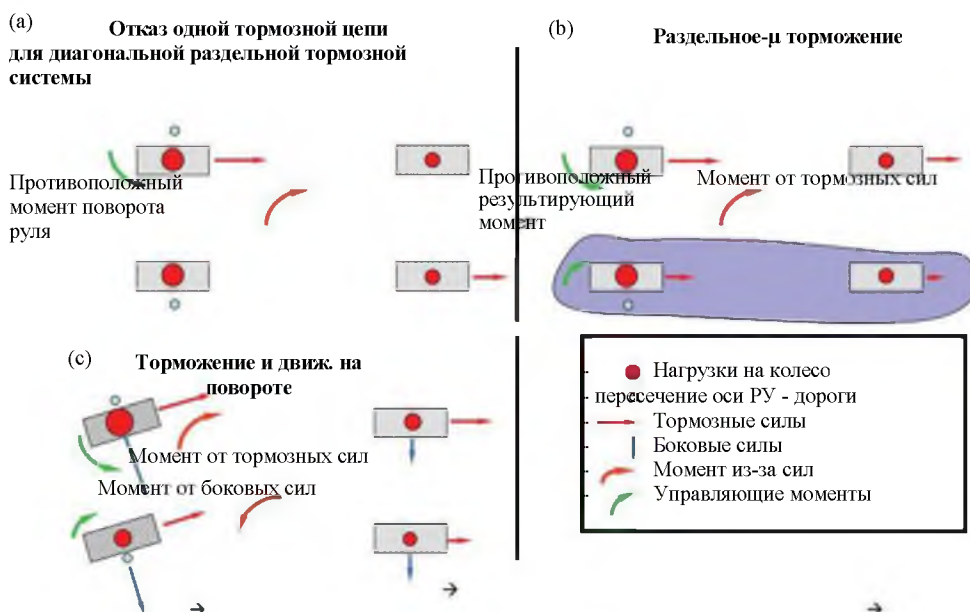
В этом разделе мы линеаризуем уравнения движения однопутной модели, которые были выведены в разделе 11.1. Из $v = |\underline{v}|$ мы получим

$$v = \rho_{cc} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) . \quad (11.38)$$

Умножение этого уравнения на v/ρ_{cc} дает центростремительное ускорение:

$$\frac{v^2}{\rho_{cc}} = v (\dot{\beta} + \dot{\psi}) . \quad (11.39)$$

⁸В литературе и в ISO 8855 2011 для плеча рычага дополнительно вводится символ $qW = g \cos \phi$ для расчета крутящего момента.



- Увеличение нагрузки на передние колеса → увеличение передних боковых сил → момент рыскания внутрь кривой (аналогично: уменьшение нагрузки на задние колеса → уменьшение боковых сил сзади)
- Внешние нагрузки на колеса превышают внутренние значения → внешние тормозные силы превышают внутренние значения → крутящий момент к внешней стороне кривой
- Отрицательный радиус обкатки результирующий момент поворота рулевого колеса внутрь кривой

Рисунок 11.13 Влияние отрицательного радиуса обкатки в различных дорожных ситуациях

Из рисунка 11.14 мы получаем зависимости между углами скольжения α_1 и α_2 колес и углом бокового скольжения автомобиля β . Компоненты скоростей v_1 , v_2 и v_v в продольном направлении автомобиля (xv -направление) должны быть одинаковыми ($v = |v_v|$, $v_1 = |v_1|$, $v_2 = |v_2|$):

$$v \cos \beta = v_1 \cos (\delta_1 - \alpha_1) , \quad (11.40)$$

$$v \cos \beta = v_2 \cos \alpha_2 . \quad (11.41)$$

Компоненты скорости в поперечном направлении автомобиля (yv -направление) отличаются на величину рыскания $\dot{\psi}$, $j = 1, 2$ (см. также Рисунок 11.3):

$$v_1 \sin (\delta_1 - \alpha_1) = \ell_1 \dot{\psi} + v \sin \beta , \quad (11.42)$$

$$v_2 \sin \alpha_2 = \ell_2 \dot{\psi} - v \sin \beta . \quad (11.43)$$

Обратите внимание, что углы скольжения α_j были введены относительно угла поворота, рулевого управления и угла бокового скольжения автомобиля. Из уравнений получаем

$$\tan (\delta_1 - \alpha_1) = \frac{\ell_1 \dot{\psi} + v \sin \beta}{v \cos \beta} , \quad (11.44)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\ell_2 \dot{\psi} - v \sin \beta}{v \cos \beta} . \quad (11.45)$$

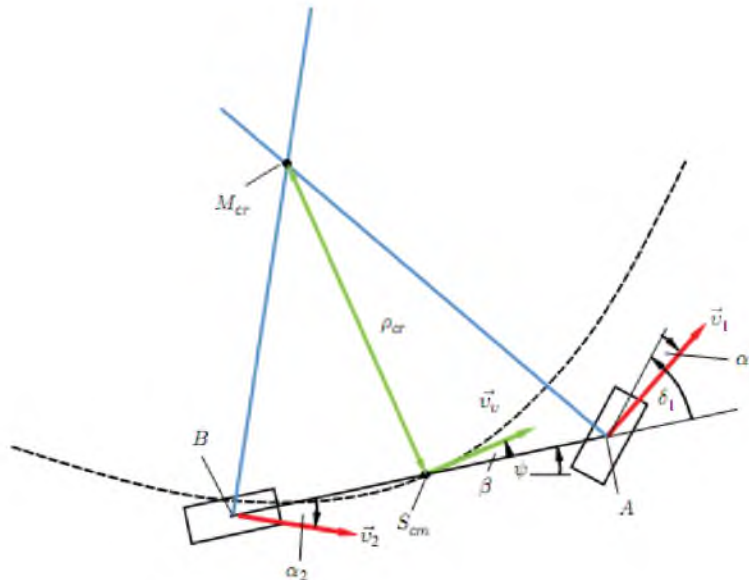


Рисунок 11.14 Кинематика на однопутной модели

Подстановка уравнения для боковых сил (11.26) в линейную форму в уравнения движения (11.10), (11.11) и (11.12) раздела 11.1 и их линеаризация приводят к (здесь используется уравнение (11.39)):

$$m\dot{v} = F_{x1} + F_{x2} - F_{ax}, \quad (11.48)$$

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m\dot{v}\beta = c_{\alpha 1} \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \quad (11.49)$$

$$+ c_{\alpha 2} \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - F_{ay},$$

$$J_z \ddot{\psi} = c_{\alpha 1} \ell_1 \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \quad (11.50)$$

$$- c_{\alpha 2} \ell_2 \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - F_{ay} \ell_{cm}.$$

Член $F_{x1}\delta_1$ здесь также не учитывался. Система уравнений дополняется уравнением управления:

$$\delta_1 = \frac{1}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}} \left(\frac{\delta_s}{i_s} + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s} \left(\beta + \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right). \quad (11.51)$$

Уравнение (11.51) получается из (11.35)

$$\delta_1 = \frac{\delta_s}{i_s} - \frac{(F_{y1\ell} + F_{y1r})(i_{kc} + n_{tc})}{k_s} \quad (11.52)$$

подставив $F_{y1} = F_{y1R} + F_{y1r}$ и $F_{y1} = c_{\alpha 1} \alpha_1$ (α_1 из 11.46) и решив для δ_1 . Важно, чтобы жесткость на повороте, $c_{\alpha 1}$ в этом уравнении, была жесткостью для всей оси, это означает, что $c_{\alpha 1} = 2c_{\alpha w1}$, где $c_{\alpha w1}$ - это жесткость на повороте одного отдельного колеса на передней оси.

Здесь общий продольный наклон шкворня, $n_s = n_{kc} + n_{tc}$, является суммой кинематического продольного наклона шкворня, n_{kc} и шины продольного наклона шкворня, n_{tc} . Для предельного случая $\lim k_s \rightarrow \infty$ жесткой системы рулевого управления без соответствий получаем $\delta_1 = \delta_s / i_s$.

Уравнения (11.48), (11.49), (11.50) и (11.51) рассматриваются более подробно для особых случаев в последующих главах.

11.5

Соотношение между

продольными и боковыми силами в пятне контакта

Рассматривая боковые силы F_y (сила сечения в пятне контакта), мы до сих пор предполагали, что никакие продольные силы F_x не действуют на шину. В этой главе на ограничение адгезионного напряжения влияет только боковая сила, F_y . Однако продольная сила, F_x , также действует перпендикулярно F_y , следовательно, боковая сила, учитываемая адгезионным напряжением, больше не зависит от продольной силы. Решающим фактором для предела сцепления является отношение $x + F_y / F_z$ между векторной суммой двух

$$F^2 \quad 2$$

сил F_x и F_y и вертикальной нагрузки, F_z . Поскольку боковые и продольные силы перпендикулярны, результирующая сила равна $F_r = \sqrt{x^2 + F_y^2}$. Предел адгезии в плоскости F_r $F_x - F_y$ описывается следующим уравнением

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_a F_z. \quad (11.53)$$

Здесь F_z - вертикальная нагрузка. Если мы рассмотрим диаграмму а) на рисунке 11.15, это уравнение означает, что сумма F_x и F_y всегда лежит внутри круга $\mu_a F_z$. Мы называем этот круг кругом Камма.

Данный предел также влияет на максимум кривой $F_y - \alpha$. На рисунке 11.15 (б) это качественно воспроизведено. Диаграмма показывает кривые бокового угла силы скольжения для трех различных продольных сил $F_{x1} < F_{x2} < F_{x3}$. Видно, что

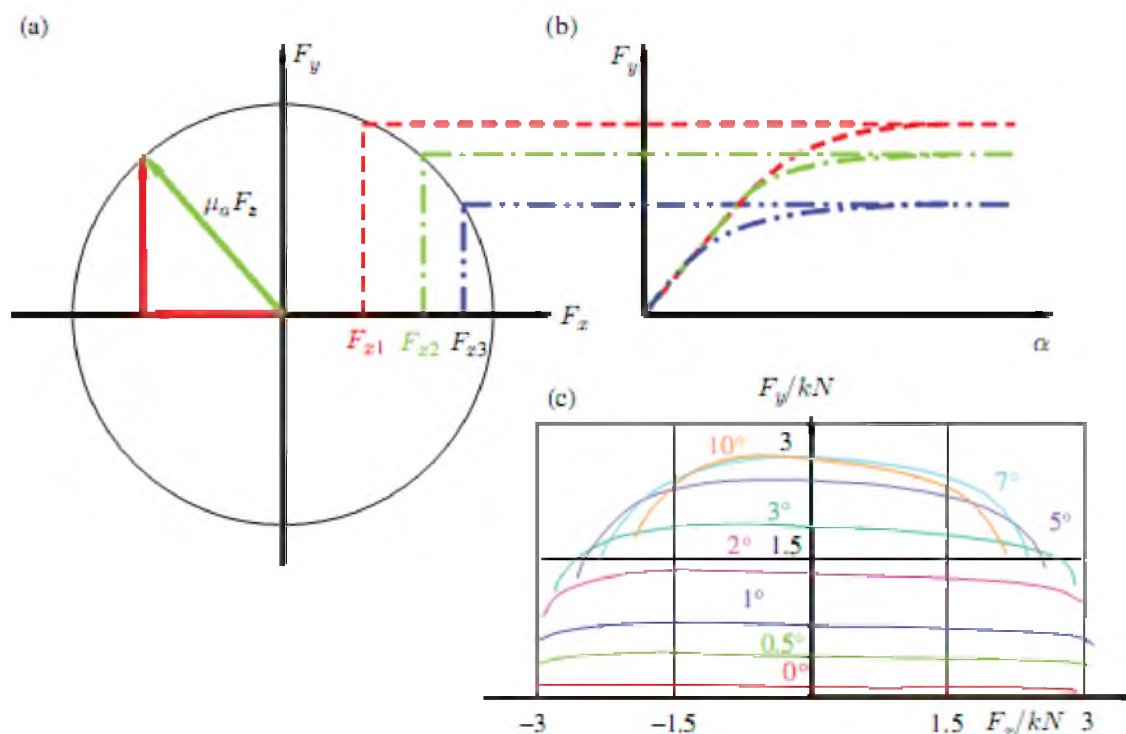


Рисунок 11.15 Круг Камма и диаграмма Кремпеля ($F_x > 0$: вождение; $F_x < 0$: торможение)

максимумы боковых сил уменьшаются с увеличением продольной силы, F_x . Причина этого заключается в том, что адгезионный коэффициент превышает при меньших углах скольжения α под действием продольных и поперечных сил. Рисунок 11.15 (c) показывает измерения боковых сил как функции продольной силы для различных углов скольжения (из Г. Кремпель, АТЗ 1967)

Снова на этой диаграмме очевидно, что боковые силы зависят от продольной силы. Уменьшение боковой силы для больших продольных сил является значительным. Следствием этого отношения является то, что максимальные повороты или боковые силы уменьшаются, если автомобиль ускоряется или тормозит. Если автомобиль тормозит или ускоряется во время поворота на пределе боковых сил в шинах, силы в шинах уменьшаются, и автомобиль не может продолжать движение по кривой.

Также наблюдается асимметрия между торможением ($F_x < 0$) и ускорением ($F_x > 0$).

11.6 Влияние дифференциалов при поворотах

Так называемый дифференциал моста используется для распределения крутящих моментов на внутренних и внешних колесах на поворотах. Дифференциал делит входной крутящий момент на два ведущих крутящих момента для двух ведомых колес на одной оси. Поведение этого дифференциала описывается системой уравнений для скорости вращения и крутящего момента, которые не могут быть изменены без каких-либо внешних воздействий. Отсюда следует, что распределение крутящего момента на ведущие колеса является постоянным. Функция дифференциала состоит, во-первых, в том, чтобы избежать скручивания оси во время поворота (этот скручивание вызвано различными скоростями кривых внутренних и кривых наружных колес) и, во-вторых, для распределения крутящего момента на внутренние и внешние колеса. Наиболее широко используемой конструкцией дифференциального механизма является коническое зубчатое колесо. Помимо компенсации различных скоростей при прохождении поворотов, дифференциал также уравнивает колеса для различных условий скольжения между левым и правым колесами при движении прямо. Такие условия могут, например, возникнуть на μ -дороге (дороге с различным трением на разных колесах).

Дифференциал конического зубчатого колеса имеет следующие характеристики:

- Распределение входного крутящего момента, M_i , на правом и левом колесе:

$$M_L = M_R = M_i/2. \quad (11.54)$$

- Напряжения между правым и левым колесом при прохождении поворотов или при различных условиях скольжения можно компенсировать.

Недостаток изменения условий сцепления для левого и правого колес заключается в том, что колесо с меньшим значением сцепления определяет общую передаваемую движущую силу; это может привести к тому, что только очень небольшая движущая сила будет передана на дорогу. Так называемая блокировка дифференциала соединяет левый и правый приводы посредством блокировки трением или блокировки. Самой простой формой этого является кулачковая муфта, которая соединяет два колеса друг с другом и активируется при необходимости. Во время движения на повороте это влияет на движение, и в оси возникают большие нагрузки. С существующей тормозной системой ASR можно добиться хороших тяговых характеристик на μ -дорогах без использования дифференциальных замков. В этом случае колесо с худшими характеристиками тяги тормозится индивидуально, так что передаваемые усилия на колесо с хорошей поверхностью сцепления не уменьшаются. Недостаток этого варианта заключается в том, что тормозной диск на тормозном колесе может сильно нагреваться; следовательно, ASR с торможением на одном колесе не подходит для постоянного применения.

Другой способ назначения более высокого крутящего момента на колесо с лучшими характеристиками тяги можно найти в системах, которые автоматически частично ограничивают компенсацию скорости между левым и правым колесом, когда это необходимо. Системы, о которых стоит упомянуть, также основаны на различиях в скорости (например, Haldex) или системах, которые работают на основе определения момента (Torsen). Дифференциалы Torsen используются, например, в полноприводных автомобилях для распределения моментов между передней и задней осями.

Другим аспектом частично заблокированных дифференциалов является их реакция на изменение нагрузки автомобиля при прохождении поворотов. Если мы рассмотрим освобождение стопы от педали акселератора во время кругового поворота в стационарном режиме, то момент сопротивления от двигателя внутреннего сгорания замедляет автомобиль, и, следовательно, нагрузки на колеса уменьшаются на задних колесах и увеличиваются на передних колесах. Уменьшение нагрузки на колеса также приводит к уменьшению силы поворота на задних колесах, в то время как силы поворота увеличиваются на передних колесах. По этим причинам автомобиль превращается в поворот. Теперь мы предполагаем идеальный дифференциал без трения, чтобы крутящий момент двигателя был поровну разделен между внутренними и внешними колесами. Однако частично заблокированный дифференциал означает, что тормозной момент на внешнем колесе больше, чем на внутреннем колесе⁹. Изменяющееся распределение тормозной силы между внутренними и внешними колесами означает, что существует момент рыскания, и автомобиль вращается вне пути, чтобы противодействовать повороту внутрь в результате поведения изменения нагрузки.

11.7 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Определите угол бокового скольжения автомобиля.
2. Определите угол курса.
3. Как определяется мгновенный центр вращения?
4. Как определяется угол скольжения шины?
5. Как определяются угол продольного наклона шкворня, общий продольный наклон шкворня, продольный наклон шкворня шины (пневматическая направляющая) и кинематический продольный наклон шкворня?
6. Каковы продольные и поперечные силы, связанные с шинами?

Понимать

1. Какое ключевое предположение определяет однопутную модель и что игнорируется этим предположением?
2. Какие силы и моменты действуют на однопутную модель (включая инерционные силы и моменты Д'Аламбера и силы сечения)?
3. Определите центр кривизны траектории и объясните ее назначение.
4. Каким качественным путем следуют касательные напряжения в зоне контакта и как они изменяются в зависимости от угла скольжения шины?
5. Что мы получаем из этого процесса?
6. Что такое жесткость на поворотах?
7. Как поперечная сила, момент самовыравнивания и продольный наклон шины зависят от угла скольжения?
8. Что такое круг Камма?
9. Что такое диаграмма Кремпеля?

Применять

1. Следующая парабола дана в параметризованном виде:

$$\begin{aligned}x_v &= A\zeta, \\ y_v &= A\zeta^2.\end{aligned}$$

Рассчитать радиус кривизны ρ_{cc} .

⁹Мы можем проиллюстрировать это, представив, что автомобиль вращается вокруг точки контакта шины с внутренним колесом (в этом, несомненно, нереальном крайнем случае, внутреннее колесо больше не вращается, а внешняя кривая обеспечивает полный входной крутящий момент).

2. Дана следующая прямая:

$$\begin{aligned}x_v &= A\zeta, \\ y_v &= 2A\zeta\end{aligned}$$

Рассчитайте кривизну κ_{cc} .

3. Предел сцепления составляет $\mu_a = 1,1$, скорость транспортного средства - 100 км/ч (гравитационное ускорение составляет $g = 9,81$ м/с²).

Оцените минимальный радиус ρ_{cc} , который возможен для автомобиля.

4. Пренебречь аэродинамическими силами и предположить, что центр масс автомобиля центрирован между осями $f_1 = f_2 = 2$ м. Значения жесткости на поворотах для всех четырех колес равны $c_a = 50$ кН/рад. Автомобиль движется в устойчивом состоянии (что означает $\beta' = 0$) по кругу $\rho_{cc} = 100$ м со скоростью $v = 30$ м/с. Рассчитайте углы скольжения шин для линейной однопутной модели, угол бокового скольжения автомобиля β и угол поворота переднего колеса δ_1 . Поскольку это может быть сложной задачей, следуйте процедуре решения:

• Посмотрите на последнее уравнение линеаризованного уравнения (без аэродинамических

$$J_z \ddot{\psi} = c_{a1} \ell_1 \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) - c_{a2} \ell_2 \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right). \quad (11.55)$$

сил):

Какой вывод можно сделать, рассматривая установившийся поворот $\psi'' = 0$, уравнение $c_{a1} = c_{a2}$, $f_1 = f_2$ и уравнения для углов скольжения α_1 и α_2 ?

• Рассчитайте скорость рыскания $\dot{\psi}$.

• Посмотрите на второе уравнение линеаризованного уравнения однопутной модели

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m\dot{v}\beta = c_{a1}\alpha_1 + c_{a2}\alpha_2. \quad (11.56)$$

Учитывая установившееся состояние, теперь вы можете рассчитать углы скольжения шин α_1 и α_2 .

Используя уравнение для α_2 :

$$\alpha_2 = -\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v}$$

вы можете рассчитать угол бокового скольжения автомобиля.
Используя уравнение для α_1 :

$$\alpha_1 = -\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v}$$

вы можете рассчитать передний угол поворота δ_1 .

12

Круговое движение с постоянной скоростью

В этой главе мы рассмотрим устойчивое движение с постоянной скоростью ($v = \dot{v} = \text{const.}$) по кругу с радиусом ρ_{cc} . Мы опускаем индекс v в следующем; таким образом, $v = \dot{v}$ и т. д. Значение $\rho_{cc} = \infty$ соответствует случаю стационарного движения по прямой линии, что также включено в следующие соображения.

В разделе 12.1 выведены системы алгебраических уравнений, в разделе 12.2 рассмотрены их решения. Раздел 12.3 посвящен геометрическим аспектам. В разделе 12.4 мы обсуждаем решения и вводим избыточную и недостаточную поворачиваемость.

12.1 Уравнения

В этом разделе выводится система алгебраических уравнений для описания стабильного движения. Из-за устойчивого состояния ($\dot{\psi} = \text{const.}$ и $\beta = \text{const.}$) применяется следующее:

$$\dot{\beta} = 0, \quad (12.1)$$

$$\ddot{\psi} = 0. \quad (12.2)$$

Кроме того, мгновенный центр вращения M_{cg} и центр кривизны M_{cc} совпадают: $M_{cg} = M_{cc}$. Из соотношения между скоростью рыскания $\dot{\psi}$ и скоростью угла бокового скольжения автомобиля $\dot{\beta}$ и центростремительным ускорением

$$v^2/\rho_{cc} = v(\dot{\beta} + \dot{\psi}), \quad (12.3)$$

получим

$$\frac{v}{\rho_{cc}} = \dot{\psi} \quad (12.4)$$

и

$$mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = \frac{mv^2}{\rho_{cc}}, \quad (12.5)$$

Линеаризованные уравнения движения однопутной модели (11.48) - (11.51) еще больше упрощаются при установившемся круговом движении. Сначала используем выражение для δ_1 из (11.51)

$$\delta_1 = \frac{1}{1 + \frac{c_{a1}n_c}{k_s}} \left(\frac{\delta_s}{i_s} + \frac{c_{a1}n_c}{k_s} \left(\beta + \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \right). \quad (12.6)$$

подставить δ_1 в член $c_{a1}(-\beta + \delta_1 - R_1 \dot{\psi}/v)$

$$\begin{aligned}
c_{\alpha 1} \left(-\beta + \delta_1 - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) &= \beta c_{\alpha 1} \left(\frac{1}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}} \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s} - 1 \right) \\
&+ \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} c_{\alpha 1} \left(\frac{1}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}} \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s} - 1 \right) \\
&+ \frac{c_{\alpha 1}}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}} \frac{\delta_s}{i_s} \\
&= c'_{\alpha 1} \left(-\beta - \ell_1 \frac{\dot{\psi}}{v} + \frac{\delta_s}{i_s} \right) \quad (12.7)
\end{aligned}$$

в котором

$$c'_{\alpha 1} = \frac{c_{\alpha 1}}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_c}{k_s}} \quad (12.8)$$

был принят.

Уравнения движения упрощаются для получения (воздушные силы не учитываются):

$$(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) \beta + (mv^2 - (c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1)) \frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{\alpha 1} \frac{\delta_s}{i_s}, \quad (12.9)$$

$$-(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1) \beta + (c'_{\alpha 1} \ell_1^2 + c_{\alpha 2} \ell_2^2) \frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{\alpha 1} \ell_1 \frac{\delta_s}{i_s}. \quad (12.10)$$

Уравнения (12.9) и (12.10) образуют линейную неоднородную систему алгебраических уравнений для неизвестных постоянных β , $\dot{\psi} = v\kappa$ и δ_s . Если задана одна из этих величин, которая является неоднородностью, оставшиеся две могут быть рассчитаны путем решения системы уравнений.

Например, если угол δ_s рулевого колеса задан для постоянной скорости, то можно рассчитать угол бокового скольжения автомобиля β и угловую скорость рыскания $\dot{\psi}$, а соотношение $\dot{\psi} = v\kappa$ позволяет радиусу ρ_{cc} круг, который будет выведен.

Другим примером использования этих уравнений является то, что для заданной окружности ρ_{cc} и заданной скорости v (что означает, что угловая скорость $\dot{\psi}$ может быть рассчитана с помощью $\dot{\psi} = v\kappa$ и, следовательно, также равна k_{Known}) можно определить угол скольжения автомобиля β и угол поворота δ_s .

12.2 Решение уравнений

В этом разделе получены решения уравнений (12.9) и (12.10).

Заменив $\dot{\psi} / v$ на $1 / \rho_{cc}$, мы затем определим интересные переменные, такие как угол поворота рулевого колеса, δ_s , угол передних колес, δ_1 , угол бокового скольжения автомобиля, β или момент на рулевом колесе как функцию центростремительного ускорения, деленного на ускорение силы тяжести, g . Мы получаем угол бокового скольжения автомобиля, β , когда мы умножаем уравнение (12.9) на R_1 и затем вычитаем уравнение (12.10) (второе уравнение (12.11) представляет собой

$$\begin{aligned}
\beta &= \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \frac{m \ell_1 v^2}{c_{\alpha 2} \ell_1 \rho_{cc}} \\
&= \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \alpha_2. \quad (12.11)
\end{aligned}$$

перестановку (11.47)):

Если мы напишем это с помощью статической нагрузки на заднюю ось, $F_{z2} = mgR1 / R$ (без влияния градиента, $p = 0$ или $\alpha g = 0$), получим ($\beta_0 = R2 / \rho_{ccg}$):

$$\beta = \beta_0 - \frac{F_{z2}}{c_{\alpha 2}} \frac{v^2}{\rho_{ccg} g} . \quad (12.12)$$

Значение β_0 можно интерпретировать графически. Если автомобиль продолжает движение по кругу постоянного радиуса, ρ_{cc} , и уменьшает свою скорость, то угол β бокового скольжения автомобиля приближается к значению β_0 :

$$\lim_{v \rightarrow 0} \beta = \beta_0 . \quad (12.13)$$

Это означает, что угол бокового скольжения автомобиля, β , приближается к значению β_0 для очень малых скоростей вождения, v . С увеличением центростремительного ускорения v^2 / ρ_{cc} угол бокового скольжения автомобиля, β , линейно уменьшается с центростремительным ускорением, независимо от того, поворачивает ли автомобиль недостаточно или избыточно (объяснение этих технических терминов см. ниже). На верхней диаграмме рисунка 12.1 представлена тенденция для следующих данных автомобиля: $m = 1350$ кг, $R1 = 2,05$ м, $R2 = 2,35$ м, $\rho_{cc} = 0,051$ м, $c_{\alpha 1} = 100$ кН / рад, $c_{\alpha 2} = 90$ кН / рад, $\rho_{ccg} = 100$ м, $i_s = 19$, $k \sim = 10$ кН м / рад (Здесь мы предполагаем постоянное значение ρ_{ccg} , которое может быть достигнуто для постоянной шины с продольным наклоном шкворня η_{cc} , что приблизительно применимо только для небольшого угла скольжения при передние колеса.).

Пример 12.1 Для этих параметров угол β_0 равен

$$\beta_0 = 0.0235 \text{ rad} \approx 1.35^\circ . \quad (12.14)$$

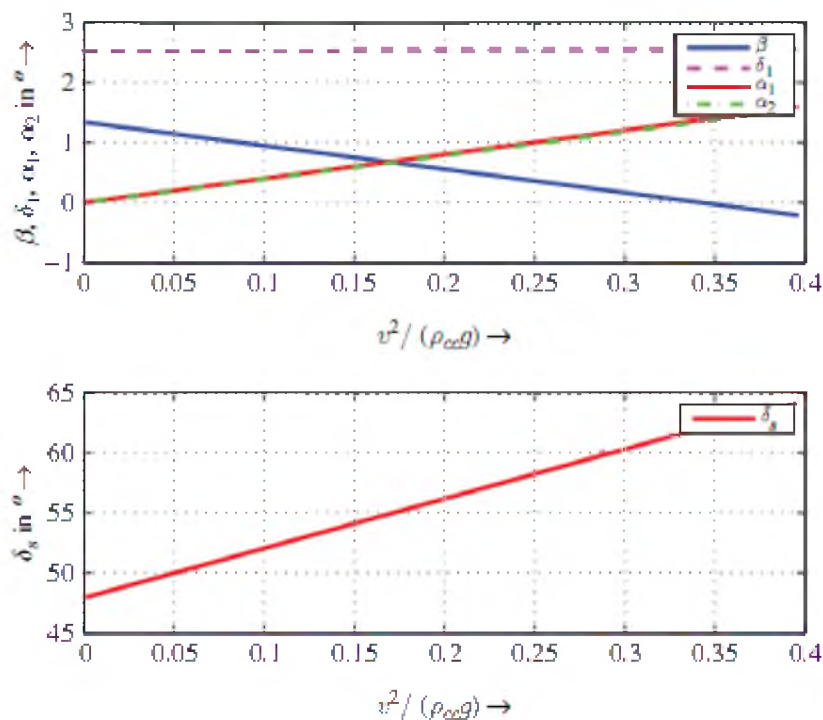


Рисунок 12.1 Угол бокового скольжения автомобиля, β , угол поворота рулевого колеса, δ_s , углы скольжения шины, α_1 , α_2 и угол поворота переднего колеса, δ_1 , как функция центростремительного ускорения, деленная на ускорение под действием силы тяжести, g

Для этого угла продольная ось автомобиля направлена за пределы кривой. Скорость, с которой угол бокового скольжения автомобиля становится равным нулю, и его знак изменяется, таким образом, становится:

$$v = \sqrt{\frac{\ell_2 \ell c_{\alpha 2}}{\ell_1 m}} \approx 18.34 \text{ m/s} . \quad (12.15)$$

Подставляя выражение (12.11) для β в уравнение (12.9) для установившегося поворота, получим угол поворота, δ_s :

$$\begin{aligned} \delta_s &= \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \\ &= \delta_{s0} + \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} \frac{v^2}{v_{ch}^2} \\ &= \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right) . \end{aligned} \quad (12.16)$$

Здесь

$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell^2}{m(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1)} \quad (12.17)$$

это характерная скорость и

$$\delta_{s0} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} . \quad (12.18)$$

Подставляя угол бокового скольжения автомобиля (12.11) во второе линейаризованное дифференциальное уравнение (11.49) (воздушная сила установлена на ноль: $F_{ay} = 0$), получаем угол передних колес:

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} + m \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} . \quad (12.19)$$

Крутящий момент на руле получается с помощью линейаризованного уравнения движения (это равновесие сил в uv -направлении)

$$m \frac{v^2}{\rho_{cc}} = F_{y1} + c_{\alpha 2} \left(-\beta + \ell_2 \frac{\dot{\psi}}{v} \right) \quad (12.20)$$

в котором выражение для угла бокового скольжения автомобиля

$$\beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \frac{m \ell_1}{c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (12.21)$$

заменено; из этого следует (при $v \equiv 1/\rho_{cc}$ и $R = R_1 + R_2$) что

$$F_{y1} = \frac{m v^2 \ell_2}{\rho_{cc} \ell} . \quad (12.22)$$

Это выражение вставляется в уравнение для крутящего момента рулевого колеса, $M_s = F_{y1} n c / (i_s V_s)$ (см. (11.30) и (11.31)), и крутящий момент на рулевом колесе получается следующим образом:

(12.23)

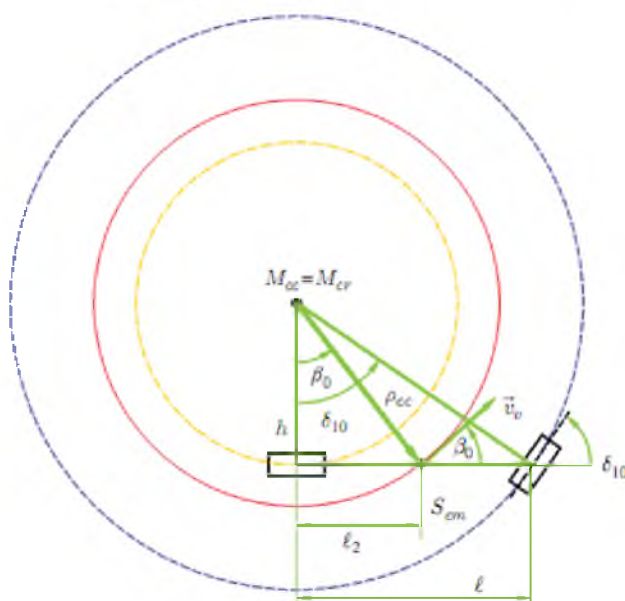
12.3 Геометрические аспекты

Угол Аккермана δ_{10} и угол бокового скольжения автомобиля β_0 также могут быть проиллюстрированы геометрически (см. Рисунок 12.2). Для предела уменьшения скорости

[12.24]

движения поперечные силы F_{y1} и F_{y2} равны нулю для передней и задней осей. Поскольку эти поперечные силы (для малых углов скольжения шины) линейно зависят от угла скольжения шины, это означает, что углы скольжения шины также исчезают на передних и задних колесах. Это, в свою очередь, означает, что траектории передних и задних колес являются окружностями, а направления $\vec{e}_{wx}$ касаются соответствующей окружности для передней и задней оси. На рисунке 12.2 круг, по которому катится заднее колесо, является внутренним кругом, круг переднего колеса является внешним кругом, а фактическая траектория центра масс S_{cm} является средним кругом. Углы в треугольниках с толстыми линиями выводятся из того факта, что они представляют собой пары взаимно перпендикулярных прямых линий. Для высоты h получим

(12.25)



171

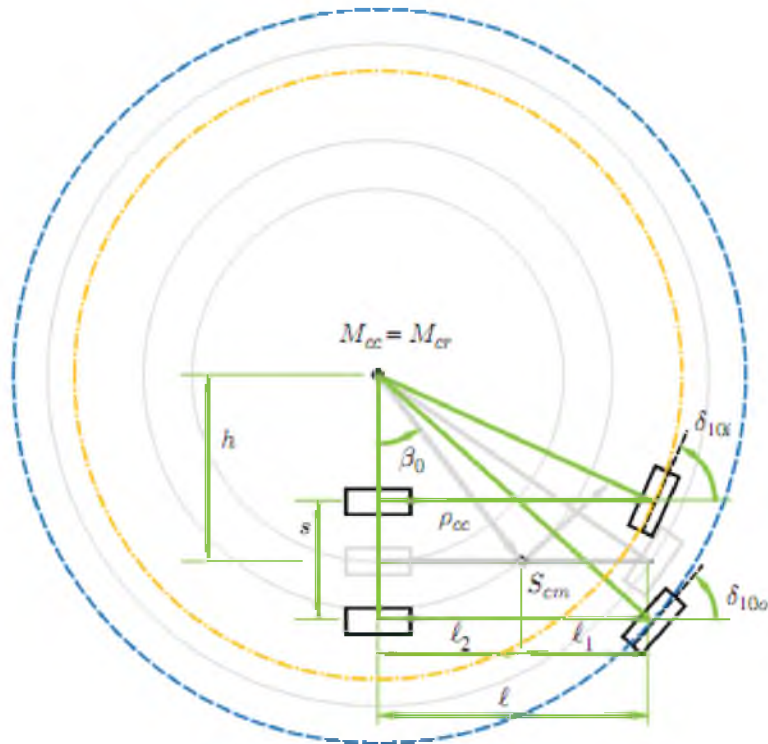


Рисунок 12.3 Геометрическая интерпретация угла Аккермана для исчезающей тангенциальной скорости (для двухпутной модели)

поскольку все углы малы и, следовательно, $\rho_{cc} \gg R$. Из $\sin \beta_0 = R^2 / \rho_{cc}$ и $\tan \delta_{10} = R / h \approx R / \rho_{cc}$ получаем линейризацию $\beta_0 = R^2 / \rho_{cc}$ и $\delta_{10} = R / \rho_{cc}$; это те же отношения, которые были получены выше с использованием линейризованных уравнений движения.

Геометрия для двухпутной модели показана на рисунке 12.3. В этой двухпутной модели угол поворота внутреннего колеса δ_{10i} больше угла δ_{10o} внешнего колеса: $\delta_{10i} > \delta_{10o}$. В этой ситуации продольные оси касаются окружности, по которой движутся колеса. Эти углы могут быть реализованы трапецевидной геометрией рулевого управления, как показано на рисунке 11.11. Если выполняется $\delta_{10i} < \delta_{10o}$, это называется антиаккермановским управлением. Анти-Аккермановская система рулевого управления учитывает различные нагрузки на колеса (более высокие на кривой внешнего колеса, чем на кривой внутреннего колеса) и, следовательно, различные передаваемые поперечные силы.

Углы δ_{10i} и δ_{10o} могут быть получены из рисунка 12.3. Получаем из прямоугольных треугольников (при $\tan \beta_0 = R^2 / h$):

$$\tan \delta_{10i} = \frac{2\ell \tan \beta_0}{2\ell_2 - s \tan \beta_0}, \quad (12.26)$$

$$\tan \delta_{10o} = \frac{2\ell \tan \beta_0}{2\ell_2 + s \tan \beta_0}. \quad (12.27)$$

Для стационарных поворотов при $\lim v \rightarrow 0$... центр кривизны и мгновенный центр вращения совпадают: $M_{cr} = M_{cc}$.

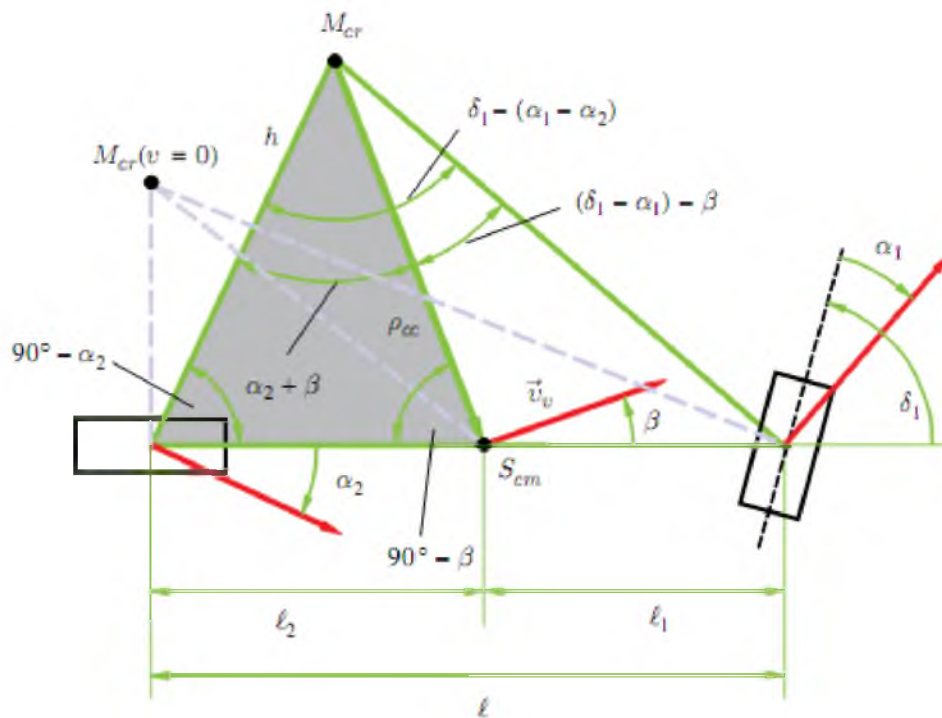


Рисунок 12.4 Соотношение между углом поворота переднего колеса, δ_1 , и углами скольжения шин, α_1 , α_2 и углом β бокового скольжения автомобиля для устойчивых поворотов ($M_{cr} = M_{cc}$)

На рисунке 12.4 показана зависимость между углом поворота переднего колеса, δ_1 , углами скольжения шин, α_1 , α_2 и углом бокового скольжения автомобиля, β .

Используя теорему синуса, получаем большой треугольник:

$$\frac{h}{\ell} = \frac{\sin(180^\circ - 90^\circ - (\delta_1 - \alpha_1))}{\sin(\delta_1 - (\alpha_1 - \alpha_2))}. \quad (12.28)$$

Для малых углов имеем $h \approx \rho_{cc}$, $\sin(90^\circ - (\delta_1 - \alpha_1)) \approx 1$ и $\sin(\delta_1 - (\alpha_1 - \alpha_2)) \approx \delta_1 - (\alpha_1 - \alpha_2)$. Отсюда получаем

$$\delta_1 = \underbrace{\frac{\rho_{cc}}{\ell}}_{\delta_{10}} + (\alpha_1 - \alpha_2). \quad (12.29)$$

Применяя закон синусов к маленькому серому треугольнику, получим
Отсюда получаем

$$\frac{\ell_2}{h} \beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \alpha_2. \quad (12.31)$$

Мы видим:

- из (12.29), что угол поворота переднего колеса, δ_1 , зависит от разности $\alpha_1 - \alpha_2$ между углами скольжения шины и

- из (12.31), что угол бокового скольжения автомобиля β зависит только от угла скольжения шины α_2 задних колес.

12.1 Избыточное и недостаточное поворачивание

Ниже приведены характерные переменные, которые рассматриваются более подробно. Начнем с угла поворота, δ_s , рулевого колеса:

$$\delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}}. \quad (12.32)$$

Зависимость угла поворота δ_s от скорости движения определяется коэффициентом

$$m i_s \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1}{c'_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} = \frac{i_s \ell}{v_{cl}^2} \quad (12.33)$$

Величина v^2 является квадратом так называемой характеристической скорости. Поскольку характерная скорость также может быть чисто мнимой, мы не должны интерпретировать ее значение, когда она сложна; однако абсолютное значение имеет значение (см. главу 13). Важно отметить, что v^2 может быть положительным или отрицательным (или ноль).

Недостаток поворота: Если $v^2 > 0$, это означает, что увеличение скорости автомобиля v (на окружности с радиусом ρ_{cc}) требует увеличения угла поворота рулевого колеса. Мы называем это поведение автомобиля недостаточной поворачиваемостью.

Поведение автомобиля с недостаточной поворачиваемостью обычно желательно.

Избыток поворота: Если $v^2 < 0$, это означает, что увеличение скорости автомобиля, v (на окружности с радиусом ρ_{cc}) требует уменьшения угла поворота рулевого колеса. Мы называем это поведение избыточной поворачиваемостью.

Для автомобилей с избыточной поворачиваемостью функция $\delta_s = \delta_s(v^2 / \rho_{cc})$ пересекает линию $\delta_s = 0$ с определенной скоростью; эта скорость пересечения называется критической скоростью v_{crit} . Для $v > v_{crit}$ автомобиль должен контролироваться, поэтому при повороте на право руль следует повернуть влево.

Как правило, автомобиль недостаточно поворачивается, если

$$\frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2 / \rho_{cc})} > 0 \quad (12.34)$$

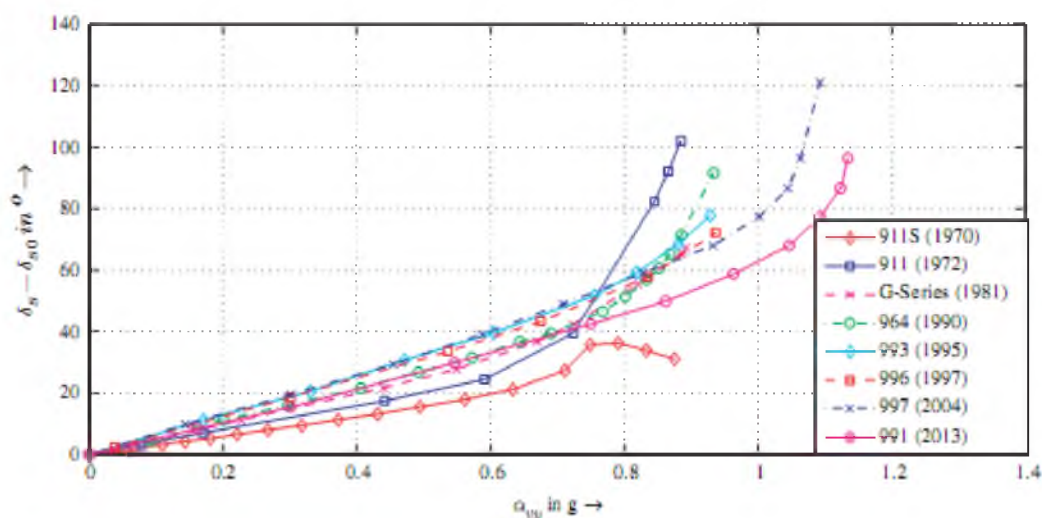


Рисунок 12.5 Связь между углом поворота, $\delta_s - \delta_{s0}$ и поперечным ускорением, $a_y = v^2 / \rho_{cc}$, для нескольких моделей Porsche 911 (данные Харрер и соавт. 2013)

и избыточно поворачивает, если

$$\frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2/\rho_{cc})} < 0. \quad (12.35)$$

Коэффициент самоуправления: следующий коэффициент

$$\frac{1}{i_s \ell} \frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2/\rho_{cc})} \quad (12.36)$$

называется коэффициентом самоуправления транспортным средством. Точно так же член

$$\partial(\delta_1 - \delta_{10})/(\partial(v^2/\rho_{cc})) \quad (12.37)$$

является общим коэффициентом самоуправления без учета жесткости рулевого управления.

Для рассматриваемой здесь линейной модели коэффициент самоуправления 1 равен $1/v^2$.

Линейная теория применима, однако, только до центростремительных ускорений около $v^2/\rho_{cc} \approx 4$ м/с². Самоуправляемое поведение служит для оценки автомобилей. Цель состоит в том, чтобы добиться недостаточного поведения.

Линейное поведение однопутной модели изображено на рисунке 12.1. Поведение реальных автомобилей отличается от этой идеальной линейной функции, как показано на рисунке 12.5. Вы можете увидеть нелинейный тренд кривых. Модели Porsche 911 1970–1990 годов - это автомобили с подвеской на косых рычагах, остальные четыре с 1995 по 2013 годы имеют многорычажные подвески (см. Главу 16).

¹Коэффициент самоуправления также называется коэффициентом недостаточной/избыточной поворачиваемости.

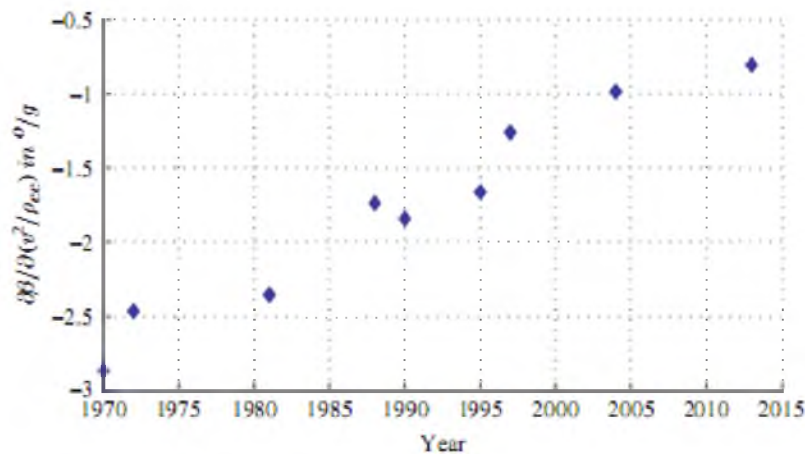


Рисунок 12.6 Градиент бокового скольжения автомобиля для нескольких моделей Porsche 911 (данные Харрера и соавт. 2013)

Еще одним критерием оценки поведения при вождении является угол скольжения автомобиля. Это указывает на разницу в направлении скорости центра масс от направления продольной оси

$$\beta = \frac{\ell_2}{\rho_{cc}} - \frac{m\ell_1}{c_{a2}\ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (12.38)$$

автомобиля. Строго говоря, угол бокового скольжения автомобиля должен определяться в положении водителя, поскольку именно этот угол соблюдает водитель. Поскольку угол в положении водителя немного отличается от угла скольжения автомобиля в центре масс, в качестве критерия оценки часто выбирается β . Угол бокового скольжения должен быть небольшим, и при изменении центростремительного ускорения градиент угла бокового скольжения

$$\frac{\partial \beta}{\partial (v^2/\rho_{cc})} = -\frac{m\ell_1}{c_{a2}\ell} \quad (12.39)$$

также должен быть небольшим. Это достигается большой жесткостью поворота задних колес. Рисунок 12.6 показывает градиенты для моделей Porsche 911. Видно, что градиент уменьшился с годами.

Далее мы рассмотрим влияние положения центра масс на поведение при вождении. Мы ограничиваемся качественным подходом. Измерения показывают, что увеличение нагрузки F_z на колесо не увеличивает жесткость поворота, c_a , пропорционально нагрузке на колесо. Изменение жесткости на повороте в ответ на нагрузку на колесо можно описать примерно

$$c_a = \tilde{c}_a F_z - \tilde{c}_a F_z^2 \quad (12.40)$$

Член квадратичной коррекции показывает непропорциональную зависимость между нагрузкой на колесо и жесткостью на поворотах. Однако перенос статической нагрузки с передней на заднюю ось приводит к уменьшению расстояния центра масс до задней оси (это означает уменьшение R_2) и увеличению R_1 . Однако жесткость на повороте c_{a1} не увеличивается на ту же величину, что и R_1 , и наоборот для c_{a2} и R_2 . Это означает, что частное

$$\frac{c_{a2}\ell_2 - c_{a1}\ell_1}{c_{a1}c_{a2}\ell} \quad (12.41)$$

которое определяет знак в формуле угла поворота передних колес

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} + \frac{c_{a2}\ell_2 - c_{a1}\ell_1}{c_{a1}c_{a2}\ell} m \frac{v^2}{\rho_{cc}} \quad (12.42)$$

уменьшается с увеличением нагрузки на задний мост или даже меняет знак. С учетом простых уравнений для колесных нагрузок

$$F_{z1} = \frac{G}{\ell} \ell_2 \quad (12.43)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{\ell} \ell_1 \quad (12.44)$$

получим(применяя(12.40))

$$c_{a2}\ell_2 - c_{a1}\ell_1 = \tilde{c}_a G^2 \frac{\ell_1 \ell_2}{\ell^2} (\ell_2 - \ell_1) \quad (12.45)$$

При условии, что передняя и задняя оси имеют одинаковые шины, $c_{a2}R_2 - c_{a1}R_1 < 0$ применяется для автомобиля с большой грузоподъемностью сзади, а $c_{a2}R_2 - c_{a1}R_1 > 0$ для автомобиля с большой грузоподъемностью. Это означает, что угол поворота передних колес уменьшается с увеличением скорости для автомобиля с большой грузоподъемностью, в то время как он увеличивается для автомобиля с передним ходом. Тем не менее, это не обязательно означает, что заднеприводное автомобиль демонстрирует поведение при избыточном повороте, потому что поведение автомобиля зависит от коэффициента

в котором скорректированная жесткость на повороте, c' , входит в коэффициент. Тем не менее,

$$\frac{c_{a2}\ell_2 - c'_{a1}\ell_1}{c'_{a1}c_{a2}\ell} \quad (12.46)$$

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho} + (\alpha_1 - \alpha_2) . \quad (12.47)$$

заднеприводный автомобиль, как правило, менее подвержен недостаточной поворачиваемости, чем переднеприводный. Загрузка автомобиля может привести к неблагоприятному изменению поведения при вождении, то есть к переходу от недостаточной поворачиваемости к избыточной поворачиваемости. Обычно принято ссылаться на недостаточную поворачиваемость автомобиля, если $\alpha_1 - \alpha_2 > 0$, и на избыточную поворачиваемость, если $\alpha_1 - \alpha_2 < 0$. Это определение основано на уравнении (12.29) для угла поворота передних колес:

Поскольку водитель поворачивает рулевое колесо напрямую, но передние колеса влияют только косвенно, это определение стало менее важным. Тем не менее, это все еще можно найти в недавней литературе. Разница между определением, используемым в этой книге, и более старой версией, основанной на (12.47), заключается в том, что версия, используемая в этой книге, учитывает жесткость рулевого управления, k^* и общий продольный наклон шкворня, n .

Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Дайте определение углу Аккермана.
2. Как мы можем геометрически интерпретировать угол Аккермана и угол бокового скольжения для предельного случая уменьшения скорости движения?
3. Как изменения угла бокового скольжения автомобиля, угла поворота рулевого колеса, угла поворота переднего колеса и крутящего момента рулевого колеса зависят от центростремительного ускорения?
4. Когда автомобиль считается недостаточно поворачиваемым, а когда - избыточным?
5. Какой коэффициент определяет знак взаимосвязи между углом поворота передних колес и центробежной силой?

Понимать

1. Представьте, что вы движетесь по кривой с постоянной скоростью, а радиус кривой становится меньше. Как вы меняете угол поворота рулевого колеса?
2. Какие выводы из этого можно сделать?
3. Определите коэффициент самоуправления.
4. Каковы признаки коэффициента самоуправления при избыточной и недостаточной поворачиваемости характеристик вождения?
5. Что может произойти при загрузке автомобиля в зависимости от поведения при самостоятельном управлении?
6. Какое влияние могут оказать пассажиры на поведение при самостоятельном управлении?
7. Какое отрицательное влияние аэродинамического коэффициента подъема на переднюю ось, $c_{l, 1} < 0$, или на заднюю ось, $c_{l, 2} < 0$, может повлиять на поведение при самостоятельном управлении и на градиент бокового скольжения автомобиля?

Применять

Заданы следующие параметры: $\alpha_1 = 60$ кН/рад, $\alpha_2 = 50$ кН/рад, $R_1 = 2,1$ м, $R_2 = 2,2$ м, $\rho_{сс} = 100$ м, $i_s = 19$, $k^* = 10$ кН м/рад (для реечная система рулевого управления), $m = 1350$ кг.

1. Какой параметр все еще необходим для определения коэффициента самоуправления, $\delta_s / \partial (v_2 / \rho_{сс})$ для линейной однопутной модели?
2. Рассчитайте данный пропущенный параметр, чтобы получить нейтральное рулевое управление (другими словами, коэффициент самоуправления равен нулю: $\partial \delta_s / \partial (v_2 / \rho_{сс}) = 0$)!

Анализ

Для нейтрального рулевого управления автомобиля $\alpha_2 R_2 - c_l R_1 = 0$ с системой реечного рулевого управления для общего продольного наклона шкворня:

1. Можно ли изменить общий продольный наклон шкворня для достижения нейтрального рулевого управления при недостаточной или избыточной поворачиваемости автомобиля?
2. Упрощенные нагрузки на оси при торможении можно рассчитать по (см. (6.42) и (6.43))

$$F_{z1} = \frac{G}{\ell}(\ell_2 + Zh) , \quad (12.49)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{\ell}(\ell_1 - Zh) . \quad (12.50)$$

Подставляя нагрузки на ось в уравнении (12.40), получаем (одинаковые шины на передней и задней осн):

$$c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1 = -ZhG \left(\hat{c}_{\alpha} - \frac{4G\ell_1 \ell_2}{\ell^2} \right) + \tilde{c}_{\alpha} \frac{G^2(\ell_2 - \ell_1)}{\ell^2} (\ell_1 \ell_2 - Z^2 h^2) . \quad (12.51)$$

Для автомобиля без тормоза с $R1 = R2$ это $c_{\alpha 1} = c_{\alpha 2}$, и, следовательно

$$c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1 > 0 . \quad (12.52)$$

Верно ли это для тормозящего автомобиля с $R1 = R2$ для любых значений Z и k ?

13

Динамическое поведение

В этой главе мы рассмотрим динамическое поведение автомобиля. В разделе 13.1 мы переходим к представлению устойчивости в условиях устойчивого движения. В разделе 13.2 мы рассматриваем управление автомобилем в случае определенных изменений угла поворота рулевого колеса. После этого роль аэродинамических боковых сил будет обсуждаться в разделе 13.3¹.

13.1 Стабильность в устойчивых условиях вождения

Под стабильными условиями движения мы понимаем устойчивые повороты ($v^*v = 0$, $\beta^* = 0$, $\psi^* = 0$, $\delta^*s = 0$) и устойчивое движение по прямой (для которых $\beta = 0$ и $\psi = 0$ дополнительно выполняется). Ниже мы опускаем индекс v , поэтому $v = vv$ и т. д. Различия между стабильным поворотом и стабильным прямым движением несущественны для следующих соображений; Разница между двумя типами движения заключается в том, что ρ_{ss} конечно для стационарного поворота, тогда как для движения по прямой оно бесконечно.

Чтобы оценить устойчивость этих стационарных условий вождения, примем линейные уравнения движения (11.49) и (11.50) без воздушных сил:

$$mv\dot{\beta} + (c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2})\beta + (mv^2 - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1))\frac{\dot{\psi}}{v} = c'_{\alpha 1}\frac{\delta_s}{i_s}, \quad (13.1)$$

$$J_2\ddot{\psi} + (c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2)\frac{\dot{\psi}}{v} - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)\beta = c'_{\alpha 1}\ell_1\frac{\delta_s}{i_s}. \quad (13.2)$$

Чтобы оценить устойчивость стационарного решения, подставим β и ψ в уравнения (13.1) и (13.2), используя следующий способ елет:

$$\beta = \beta_{\text{stat}} + \hat{\beta}e^{\lambda_e t}, \quad (13.3)$$

$$\dot{\psi} = \dot{\psi}_{\text{stat}} + \hat{\psi}e^{\lambda_e t}. \quad (13.4)$$

¹Выводы формул в этой главе следуют монографии Мичке и Валлентовица, 2004 г.

Для стационарного решения угол поворота $\delta s = \delta s_{stat}$ является постоянным. Собственные значения λ_e указывают, является ли стационарное решение устойчивым или неустойчивым: $\text{Re}(\lambda_e) < 0$ означает устойчивое решение, а $\text{Re}(\lambda_e) > 0$ означает неустойчивое решение. Случай $\text{Re}(\lambda_e) = 0$ приводит к так называемому centre².

Подставив уравнения (13.3) и (13.4) для β и ψ в (13.1) и (13.2), получим систему двух линейных уравнений для β и ψ :

$$\underbrace{\begin{pmatrix} mv\lambda_e + (c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) & \frac{mv^2 - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)}{v} \\ -(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1) & J_z\lambda_e + \frac{c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2}{v} \end{pmatrix}}_{=S} \begin{pmatrix} \hat{\beta} \\ \hat{\psi} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (13.5)$$

Исходя из условия, что определитель определения собственных значений матрицы коэффициентов S равен нулю, λ_e :

получаем следующее уравнение для

$$\begin{aligned} 0 &= \det(S) \\ &= \lambda_e^2 + 2\sigma_f\lambda_e + \nu_f^2 = 0, \end{aligned} \quad (13.6)$$

где,

$$2\sigma_f = \frac{m(c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2) + J_z(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2})}{J_zmv}, \quad (13.7)$$

$$\nu_f^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2 + mv^2(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)}{J_zmv^2}. \quad (13.8)$$

Вещественные части решений λ_e квадратного уравнения меньше нуля, когда σ_f и ν_f^2 больше нуля:

$$\text{Re}(\lambda_{e,i}) < 0 (i = 1, 2) \iff \sigma_f > 0 \text{ and } \nu_f^2 > 0. \quad (13.9)$$

Собственные значения

$$\lambda_{e,1,2} = -\sigma_f \pm \sqrt{\sigma_f^2 - \nu_f^2}. \quad (13.10)$$

В выражении для σ_f все константы больше нуля; следовательно, $\sigma_f > 0$. Выражение для ν_f^2 можно описать с помощью квадрата характеристической скорости, v_{ch}^2 :

$$\nu_f^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2}{J_zmv^2} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right). \quad (13.11)$$

² Мы не хотим вдаваться в подробности здесь; для получения дополнительной информации о динамических системах мы обращаемся к Ферхульст, 2006. Когда $\text{Re}(\lambda_e) = 0$, простые выводы невозможны с линеаризованными уравнениями.

Знак характеристической скорости

$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha 1}c_{\alpha 2}\ell^2}{m(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)} \quad (13.12)$$

имеет решающее значение для недостаточного или избыточного поворота:

$$\delta_s = \delta_{s0} \left(1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2} \right). \quad (13.13)$$

Здесь δ_s - угол поворота рулевого колеса, а δ_{s0} - это R. Если $\nu_f^2 > 0$, то автомобиль $rcsch$ проявляет недостаточную поворачиваемость, которая тогда не зависит от скорости:

$$\nu_f^2 > 0 \text{ for } v_{ch}^2 > 0. \quad (13.14)$$

Поэтому недостаточно поворачивающие автомобили всегда стабильны. Для избыточно поворачивающих автомобилей считается, что $\nu_f^2 < 0$. Применяется следующее ($\nu_f^2 = -\nu_f^2$):

$$\nu_f^2 > 0 \text{ for: } v_{ch}^2 < 0 \text{ and } v^2 < v_{crit}^2, \quad (13.15)$$

$$\nu_f^2 < 0 \text{ for: } v_{ch}^2 < 0 \text{ and } v^2 > v_{crit}^2, \quad (13.16)$$

Это означает: если скорость автомобиля с избыточным поворотом превышает критическую скорость, $v > v_{crit}$, автомобиль становится нестабильным³. На рисунке 13.1 показаны углы поворота для автомобиля с недостаточным поворотом (линия с положительным наклоном) и автомобиля с избыточным поворотом (линия с отрицательным наклоном). Как правило, поведение автомобиля является стабильным для положительных углов поворота (на левой окружности). Однако когда автомобиль с избыточным поворотом превышает критическую скорость, поведение становится нестабильным. При превышении критической скорости угол поворота рулевого колеса меняется; водитель должен затем повернуть в обратную сторону.

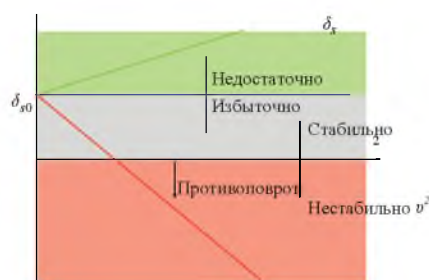


Рисунок 13.1 Устойчивость стабильного кругового движения

³ Критическая скорость определяется только для автомобилей с избыточным поворотом, поскольку в случае автомобилей с недостаточным поворотом $v^2 = -v^2 < 0$ означает, что критическая скорость, $v = \sqrt{-v^2}$, будет мнимой.

Помимо чисто соображений устойчивости, поведение затухания также играет роль в оценке динамического поведения, а также частоты затухающих колебаний. Поведение затухания определяется коэффициентом затухания

$$D_f = \frac{\sigma_f}{\nu_f} \quad (13.17)$$

и динамическое поведение определяется естественной угловой частотой затухающей системы. Однако термин «собственная угловая частота» имеет смысл только для $D_f < 1$, потому что для $D_f > 1$

$$\nu_{fd} = \nu_f \sqrt{1 - D_f^2}. \quad (13.18)$$

поведение затухания является аperiодическим, и тогда ν_{fd} больше не может упоминаться как частота. Для автомобилей с избыточным поворотом коэффициент ослабления больше, чем на 1 выше определенной скорости, и поведение автомобиля тогда является аperiодическим. Пока $v^2 > 0$, наблюдается затухание возмущений в стационарном состоянии. Однако, если $v^2 < 0$ (это ff верно для $v > v_{crit}$), действительная часть одного собственного значения λ_i положительна, а возмущения возрастают экспоненциально: поведение вождения нестабильно. В автомобилях с недостаточным поворотом знак $v^2 > 0$ не изменяется. Собственные значения λ_i всегда будут иметь отрицательную вещественную часть. Однако в случае автомобиля с недостаточным поворотом возмущения могут исчезать аperiодически.

13.2 Поведение рулевого управления

Раздел 13.1 исследует стабильность установившихся условий вождения. Угол поворота руля считался постоянным. В следующем разделе мы рассмотрим реакцию автомобиля на ступенчатую дачу руля то есть прерывистое изменение угла поворота рулевого колеса от нулевого значения до постоянного значения δ_{stat} . Эта ступенчатая функция также используется при испытаниях

автомобилей (например, угол поворота ступенчатой системы в соответствии с ISO 7401: $v = 80$ км / ч; $v^2 / \rho_{ss} = 4$ м / с²; $\partial \delta s / \partial t > 200$ / с), где угол поворота ступеньки в эксперименте может быть аппроксимирован только функцией линейного изменения. Чтобы определить угол ступенчатой дачи руля как функцию только времени, требуется угловая скорость рулевого колеса, $\partial \delta / \partial t > 200^\circ / \text{с}$, но не указывается угол наклона рулевого колеса, δs . Угол δs должен быть выбран так, чтобы добиться поперечного ускорения $v^2 / \rho_{ss} = 4$ м / с². Поскольку даны скорость и поперечное ускорение, после пошагового руления автомобиль должен двигаться по кругу с радиусом

Преобразование Лапласа является полезным инструментом для исследования реакции линейных систем дифференциальных уравнений на негармонические возбуждения. Преобразование Лапласа, $\hat{f}(s)$, функции $f(t)$

(при $f(t) = 0$ при $t < 0$) получается с помощью (s не путь, а комплексный аргумент преобразования Лапласа):

$$f(s) = \int_0^\infty e^{-st} f(t) dt. \quad (13.20)$$

Преобразование Лапласа производной по времени от f

$$s\hat{f}(s) = \int_0^\infty e^{-st} \dot{f}(t) dt. \quad (13.21)$$

Обратное преобразование осуществляется по следующей формуле:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \oint \hat{f}(s) e^{st} ds. \quad (13.22)$$

Интеграл линии, $\oint$, должен быть выбран так, чтобы все полюсы функции $\hat{f}(s)$ лежали в замкнутой кривой интегрирования. Для простых функций можно указать обратные преобразования:

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{s+a} e^{st} ds = e^{-at}, \quad (13.23)$$

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{(s+a)^k} e^{st} ds = \frac{1}{(k-1)!} t^{k-1} e^{-at}, \quad (13.24)$$

$$\frac{1}{2\pi j} \oint \frac{1}{s^k} e^{st} ds = \frac{1}{(k-1)!} t^{k-1} \text{ for } k \geq 2. \quad (13.25)$$

Преобразование Лапласа угла дачи руля к значению δs_{stat}

$$\hat{\delta}_s(s) = \frac{\delta_{s \text{ stat}}}{s}. \quad (13.26)$$

Далее мы начнем с линейной системы обыкновенных дифференциальных уравнений (13.1) и (13.2), преобразуем оба дифференциальных уравнения, используя ступенчатую функцию для угла поворота δs , и получим

$$(mvs + (c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}))\hat{\beta}(s) + (mv^2 - (c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1))\frac{\hat{\dot{\psi}}(s)}{v} = c'_{\alpha 1} \frac{\delta_{s \text{ stat}}}{i_s s}, \quad (13.27)$$

$$-(c_{\alpha 2}\ell_2 - c'_{\alpha 1}\ell_1)\hat{\beta}(s) + (vJ_z s + (c'_{\alpha 1}\ell_1^2 + c_{\alpha 2}\ell_2^2))\frac{\hat{\dot{\psi}}(s)}{v} = c'_{\alpha 1}\ell_1 \frac{\delta_{s \text{ stat}}}{i_s s}. \quad (13.28)$$

Здесь мы ввели преобразование Лапласа $\hat{\psi}$, а не ψ . Два уравнения образуют алгебраическую систему уравнений для $\hat{\beta}(s)$ и $\hat{\dot{\psi}}(s)$. Далее мы ограничимся решением для $\hat{\dot{\psi}}$, которое называется размером угла поворота ступени δs_{stat} :

$$\frac{\hat{\dot{\psi}}(s)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1 + v^2/v_{ch}^2} \frac{1 + T_{z1}s}{1 + \frac{2\sigma_f}{v_f^2}s + \frac{1}{v_f^2}s^2} \frac{1}{s}, \quad (13.29)$$

где

$$T_{z1} = mv\ell_1/(c_{\alpha 2}\ell) . \quad (13.30)$$

Рациональная функция может быть приведена к следующей простой форме с использованием разложения частичной дроби:

$$\frac{A}{s} + \frac{B}{s - s_1} + \frac{C}{s - s_2} . \quad (13.31)$$

Полюса s_1 и s_2 являются нулями знаменателя полинома $(s^2 + 2\sigma_f s + \nu_f^2)$:

$$s_{1,2} = -\sigma_f \pm \sqrt{\sigma_f^2 - \nu_f^2} . \quad (13.32)$$

Благодаря упрощенному представлению с помощью частичного разложения дроби обратное преобразование может быть легко выполнено с помощью, приведенной выше формулы:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{\psi}(t)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1 + v^2/v_{\text{ch}}^2} & \left(1 + \frac{s_1 + 2\sigma_f - T_{z1}\nu_f^2}{-s_1 + s_2} e^{s_1 t} \right. \\ & \left. + \frac{-s_2 - 2\sigma_f + T_{z1}\nu_f^2}{-s_1 + s_2} e^{s_2 t} \right) . \end{aligned} \quad (13.33)$$

В функции ответа на пошаговое управление видно, что встречаются те же математические выражения, что и в разделе 13.1. Полюса s_1 и s_2 равны собственным значениям $\lambda_e 1$ и $\lambda_e 2$ исследования устойчивости. Для $t = 0$ получаем следующие значения:

$$\dot{\psi}(0) = 0 , \quad (13.34)$$

$$\frac{\ddot{\psi}(0)}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{c'_{\alpha 1} \ell_1}{J_z i_s} . \quad (13.35)$$

Мы рассматриваем три случая (всегда применяется $\sigma_f > 0$):

1. Пример: $\nu_f^2 > 0$ and $\sigma_f^2 - \nu_f^2 > 0$

Данный автомобиль является устойчивым согласно исследованию устойчивости, и собственные значения $\lambda_e 1$ и $\lambda_e 2$ исследования устойчивости, а также полюсы s_1 и s_2 являются чисто действительными и меньше нуля. Другими словами, угловая скорость рыскания $\dot{\psi}$ относительно размера угла поворота ступени $\delta_{s \text{ stat}}$ асимптотически приближается к устойчивому значению

Такое поведение может происходить ниже критической скорости в автомобилях с избыточным поворотом и в автомобилях с недостаточным поворотом.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\psi}{\delta_{s \text{ stat}}} = \frac{1}{i_s \ell} \frac{v}{1 + v^2/v_{\text{ch}}^2} . \quad (13.36)$$

2. Пример:

$$\nu_f^2 > 0 \text{ and } \sigma_f^2 - \nu_f^2 < 0$$

Этот автомобиль также стабилен; он приближается к устойчивому состоянию с колебаниями. Такое поведение может дополнительно происходить ниже критической скорости в автомобилях с избыточным поворотом и в автомобилях с недостаточным поворотом.

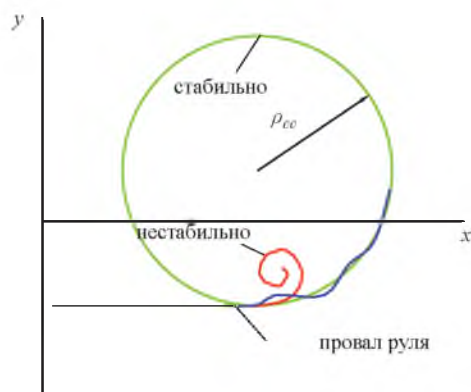


Рисунок 13.2 Кривые траектории (схематично) со стабильным и нестабильным поведением при вождении

3. Пример: $v^2 < 0$

Это приводит к тому, что $\sigma_2 - v^2 > 0$ и s_1 становится положительным. Автомобиль нестабилен и реагирует на дачу руля с экспоненциально возрастающей скоростью рыскания.

Рисунок 13.2 показывает пример. Сначала автомобиль едет прямо. При $t = 0$ рулевое колесо резко поворачивается. Автомобили, которые соответствуют случаям 1 и 2, движутся по устойчивому круговому пути. Автомобили, которые удовлетворяют случаю 3, демонстрируют нестабильность: на трассе с уменьшающимся радиусом кривизны угловая скорость рыскания увеличивается экспоненциально.

Мы видим, что стабильная обработка и реакция на шаговое управление тесно связаны.

13.3 Поведение бокового ветра

В дополнение к аэродинамическим силам сопротивления в продольном направлении автомобиля, также играют роль воздушные силы из-за боковых ветров в боковом направлении. Часто боковой ветер не оказывает достаточно сильного влияния на динамическое поведение, чтобы вызвать аварии, но водителю приходится противодействовать при боковом ветре, что означает, что реакция автомобиля на боковой ветер является аспектом комфорта: тем меньше водитель должен управлять при боковом ветре, тем более комфортным будет автомобиль в этом отношении. Далее определяется угол поворота рулевого колеса, необходимый для компенсации бокового ветра, чтобы автомобиль двигался по прямой линии. Воздушные силы при боковом ветре воздействуют на так называемый центр давления S_{pp} , который смещен на f_{pp} от центра масс S_{cm} . На рисунке 13.3 S_{pp} смещен вперед⁴.

⁴На рисунке 13.3 показаны две ситуации, в которых необходимо противодействие: боковой и раздельное μ -торможение. В ситуации бокового ветра на автомобиль действует боковая сила, в ситуации разделения μ на автомобиль боковая сила не действует.

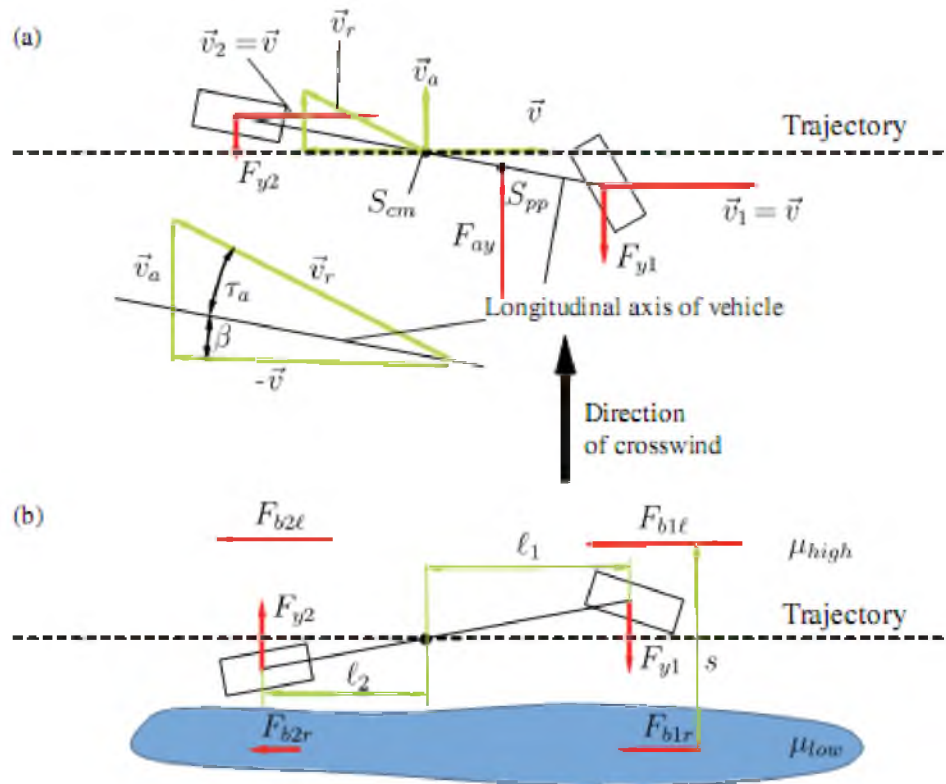


Рисунок 13.3 Контруправление: а) скорости при боковом ветре по однопутной модели; б) торможение с разделением по частоте (адаптировано из Мичке и Валленовиц 2004)

Мы рассматриваем стационарное прямолинейное движение. В этом случае

$$\ddot{\psi} = 0, \dot{\psi} = 0, \dot{\beta} = 0. \quad (13.37)$$

В результате бокового ветра устойчивый угол бокового скольжения автомобиля может оставаться постоянным во время движения по прямой. Предполагая эти установившиеся значения и рассматривая член бокового ветра⁵

$$F_{ay} = c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \quad (13.38)$$

в уравнениях (13.1) и (13.2) получим

$$(c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}) \beta = c'_{\alpha 1} \frac{\delta_s}{i_s} + c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2, \quad (13.39)$$

$$-(c_{\alpha 2} \ell_2 - c'_{\alpha 1} \ell_1) \beta = c'_{\alpha 1} \ell_1 \frac{\delta_s}{i_s} + c_y A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \ell_{pp}. \quad (13.40)$$

Коэффициент воздуха c_y зависит от угла падения τ_a . Для небольшого угла падения ($\tau < 20^\circ$) воздушный коэффициент c_y может быть аппроксимирован с достаточной точностью линейной функцией

линейной функцией:

$$c_y \approx c_{y1} \tau_a, \quad (13.41)$$

так, что:

$$\begin{aligned} F_{ay} &\approx c_{y1} \tau_a A \frac{\rho_a}{2} v_r^2 \\ &\approx k_y v_r^2 \tau_a, \end{aligned} \quad (13.42)$$

⁵Здесь мы используем уравнения движения для однопутной модели (см. Мичке и Валленовиц 2004); МакАдам 1989 принимает более простой подход, использующий равновесие моментов для этого конкретного и более легкого рассмотрения стационарного линейного движения.

где $k_y = c_{y1} A_{pa} / 2$ - линеаризованный коэффициент воздуха. Для рассматриваемого здесь особого случая (направление ветра, перпендикулярное направлению движения центра масс S_{cm}), мы получаем (при условии малого угла α и β) из

$$v_r \sin(\tau_a + \beta) = v_a \quad (13.43)$$

$$v_r \cos(\tau_a + \beta) = v \quad (13.44)$$

следующие уравнения (из уравнения (13.44) следует, что $v_r = v$):

$$\tau_a = -\beta + \frac{v_a}{v}, \quad (13.45)$$

$$v_r^2 \tau_a = -v^2 \beta + v v_a. \quad (13.46)$$

В целом, устойчивый угол поворота рулевого колеса относительно скорости ветра, δ_{stat}

$$\frac{\delta_{stat}}{v_a} = - \frac{i_s k_y v}{c'_{\alpha 1}} \frac{c_{\alpha 2}(\ell_2 + \ell_{pp}) - c'_{\alpha 1}(\ell_1 - \ell_{pp})}{c_{\alpha 2} \ell + k_y(\ell_1 - \ell_{pp}) v^2}. \quad (13.47)$$

Устойчивый угол поворота рулевого колеса пропорционален скорости ветра v_a , скорости автомобиля v и коэффициенту линеаризованного воздуха k_y . Как правило, он меньше по мере увеличения жесткости шины на передней оси и жесткости рулевого управления. Значение $\delta_{stat} = 0$ также возможно, если выполняется следующее:

$$c_{\alpha 2}(\ell_2 + \ell_{pp}) - c'_{\alpha 1}(\ell_1 - \ell_{pp}) = 0. \quad (13.48)$$

Это эквивалентно

$$\ell_{pp} = \frac{c'_{\alpha 1} \ell_1 - c_{\alpha 2} \ell_2}{c'_{\alpha 1} + c_{\alpha 2}}. \quad (13.49)$$

Для автомобиля с недостаточным поворотом это

Это значит, что нам не нужно $c'_{\alpha 1} \ell_1 - c_{\alpha 2} \ell_2 < 0$. (13.50) им поворотом, когда центр давления находится за центром масс, поэтому $\ell_{pp} < 0$, а ℓ_{pp} принимает значение (13.49). Точка давления часто находится перед центром тяжести, поэтому необходимо противодействие. В переднеприводных автомобилях центр масс, S_{cm} , обычно находится больше перед автомобилем, т.е. больше в окрестности центра давления, S_{pp} , поэтому такие автомобили часто менее восприимчивы к боковым ветрам, чем заднеприводные автомобили.

13.4 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Как ведет себя угол поворота рулевого колеса по отношению к квадрату скорости для автомобиля с недостаточным и избыточным поворотом?
2. Какие уравнения необходимы для получения информации об устойчивом поведении в стабильных поворотах?
3. Какие подходы используются для получения информации об устойчивом поведении стабильного кругового перемещения?
4. Какое поведение вождения может привести к неустойчивости?
5. Какие параметры играют роль в поведении при боковом ветре?

Понимать

1. Как прогнозируется стабильность в устойчивом повороте? Объясните процедуру.
2. Как автомобиль может реагировать на постепенную дачу руля?
3. Как боковой ветер меняет поведение автомобиля с избыточным и недостаточным поворотом?
4. Объясните тренды f_{pp} , $c_{\alpha 1}$, $c_{\alpha 2}$, f_1 , f_2 на δ_{stat} , например, увеличение f_{pp} приводит к увеличению/уменьшению δ_{stat} !

Применять

Заданы следующие параметры: $c_{\alpha 1} = 50$ кН/рад, $c_{\alpha 2} = 60$ кН/рад, $f_1 = 2,1$ м, $f_2 = 2,2$ м, $\rho_{сс} = 100$ м, $i_s = 19^\circ$, $\tilde{c} = 10$ кНм/рад (для реечного рулевого управления), $m = 1350$ кг, $J_z = 3000$ кг м², $v = 30$ м / с, $\rho_c = 0,04$ м.

1. Рассчитайте ν_2 и σ_2 .
2. Рассчитайте собственную угловую частоту незатухающей системы.
3. Оцените ν_f для автомобиля с недостаточным поворотом при очень высоких скоростях (посмотрите на ограничивающее поведение уравнения).

14

Влияние передачи нагрузки на колесо

В однопутной модели предполагалось, что центр масс находится на уровне проезжей части. В результате не произойдет никаких изменений в нагрузках на колеса при прохождении поворотов (а также при ускорении или торможении). В этой главе мы обратимся к повороту автомобиля, у которого центр масс имеет значение h_{cm} над проезжей частью. Эта двухпутная модель позволяет сделать выводы об изменениях нагрузки на колеса и их влиянии на динамику. В разделе 14.1 мы рассматриваем изменения нагрузки на колесо в упрощенном виде из-за центростремительного ускорения. В разделе 14.2 мы рассмотрим изменения нагрузки на колесо более подробно.

14.1 Передача нагрузки на колесо без учета крена автомобиля

Предположим, что автомобиль движется с установившимся движением со скоростью v по окружности радиуса ρ_{cc} . Центростремительное ускорение v^2 / ρ_{cc} . Результирующий момент

$$M = m \frac{v^2}{\rho_{cc}} h_{cm} \quad (14.1)$$

из-за центробежной силы, mv^2 / ρ_{cc} , происходит передача колесных нагрузок от внутренних к внешним колесам автомобиля. Эти передачи нагрузки на колеса обозначаются как ΔF_{zji} и ΔF_{zjo} для передачи нагрузки на колесо спереди ($j = 1$) или сзади ($j = 2$), внутри (индекс «i») кривой и снаружи (индекс «o») кривой колеса соответственно.

Силы показаны на рисунке 14.1 вместе с боковыми силами F_{yi} , F_{yo} , F_{y2i} и F_{y2o} и центробежной силой.

Путь s_1 передней оси равна дорожке s_2 задней оси s_2 . Поперечные силы на отдельные колеса зависят от углов скольжения и нагрузок на колеса. Если предположить, что радиус кривизны траектории ρ_{cc} является большим по сравнению с шириной пути s_1 и s_2 , углы скольжения соответствующих внутреннего и внешнего колес тоже равны¹:

$$\alpha_{1i} = \alpha_{1o} \text{ и } \alpha_{2i} = \alpha_{2o}.$$

(14.2)

¹Различные кинематики в геометрии рулевого управления и геометрии подвески игнорируются для данного упрощенного рассмотрения.

Динамика автомобиля, First Edition, Martin Meywerk.

©2015 John Wiley & Sons, Ltd. Published 2015 by John Wiley & Sons, Ltd. Companion Website: www.wiley.com/go/meywerk/vehicle

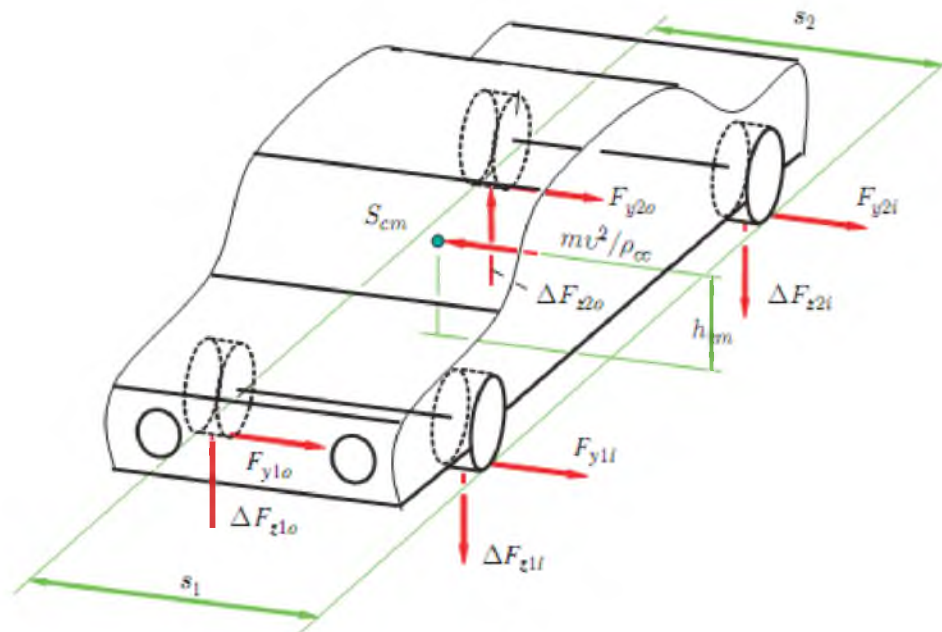


Рисунок 14.1 Распределение нагрузки на колеса при прохождении поворотов

Это означает, что распределение угловых сил на колесах внутренней кривой и внешней кривой происходит не из-за разных углов скольжения, а из-за разных нагрузок на колеса. Мы иллюстрируем отношения, используя диаграмму на рисунке 14.2. Это показывает кривые для поперечной силы F_y как функции угла скольжения для трех различных нагрузок на колеса, $F_{z0} + \Delta F_z$, F_{z0} и $F_{z0} - \Delta F_z$. Теперь показано, что средний угол скольжения должен увеличиваться в результате изменения нагрузки на колесо. Мы предполагаем, что распределение общей нагрузки на переднюю и заднюю оси не изменяется, и в дальнейшем рассмотрим одну ось, например, заднюю ось с колесными нагрузками F_{z0} на оба колеса без учета передачи нагрузки от внутренней к внешней стороне. Из-за поворота (и центробежной силы) нагрузка колеса на внутреннее колесо уменьшается на ΔF_z . Поскольку общая нагрузка на заднюю ось остается постоянной, нагрузка на колесо увеличивается на внешнем колесе при повороте на ту же величину, ΔF_z . Поперечные силы на колеса, которые возникли бы, если бы этими изменениями нагрузки колеса пренебрегли, показаны на рисунке 14.2 стрелками при $\alpha = 4^\circ$ (для средней кривой F_{z0}). Сумма этих стрелок при $\alpha = 4^\circ$ дает боковое усилие F_{ytot} , которое необходимо для движения автомобиля через поворот (без передачи нагрузки). Во-первых, определяют боковые силы, которые будут получены, если мы предположим, что углы скольжения для внешнего и внутреннего колес остаются одинаковыми и изменяется только нагрузка на колесо. Таким образом, возникающие боковые силы показаны в выделенном прямоугольнике слева. Можно видеть, что сумма боковых сил $\tilde{F}$ на внутреннем колесе (слева, пунктирная маленькая стрелка) и боковой силы на внешнем колесе (слева, пунктирная большая стрелка) ниже общей боковой силы (сумма стрелки при $\alpha = 4^\circ$ от автомобиля без передачи груза). Это означает, что боковая сила недостаточна для компенсации соответствующей части центробежной силы. Поэтому углы скольжения обоих колес должны увеличиваться на $\Delta\alpha$. Результирующие силы можно увидеть в правом прямоугольнике.

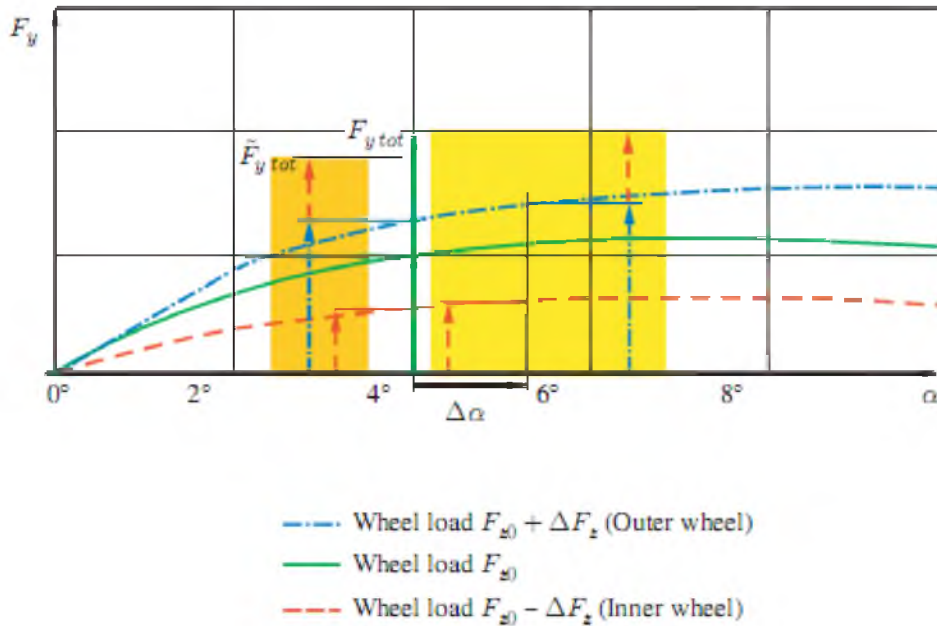


Рисунок 14.2 Увеличение угла скольжения за счет изменения распределения нагрузки на колеса

Когда учитываются переменные нагрузки на колесо между внутренним и внешним колесами, угол скольжения увеличивается: с увеличением угла скольжения обе боковые силы приближаются к максимальной, а максимальные передаваемые боковые силы уменьшаются с изменением в распределении нагрузки на колесо. Поэтому мы должны обратить внимание при проектировании автомобиля таким образом, чтобы при поворотах нагрузка на колесо была небольшой, чтобы максимально использовать площадь сцепления. Поскольку общая поперечная сила $F_{y \text{ tot}} (= F_{y2i} + F_{y2o})$ для задней оси не изменяется, увеличение среднего угла скольжения $\alpha_2 = (\alpha_{2i} + \alpha_{2o}) / 2$ приводит к снижению средней жесткости на повороте $c_{\alpha 2}$:

$$\underbrace{F_{y \text{ tot}}}_{\text{constant}} = \underbrace{\bar{c}_{\alpha 2}}_{\text{decreases}} \underbrace{\alpha_2}_{\text{increases}} . \quad (14.3)$$

В модели с двумя гусеницами дальнейшие последствия возникают из-за изменений нагрузки на колесо, особенно если мы нацелены на влияние изменений нагрузки на колесо на передней и задней осях. Здесь передача нагрузки влияет на поведение при избыточном и недостаточном повороте.

Чтобы получить начальный обзор того, какие параметры примерно влияют на передачу нагрузки, рассмотрим упрощенный случай изменения нагрузки на колеса в следующем. Мы предполагаем, что величина передачи нагрузки на все колеса равна ΔF_z , а передние и задние колеи равны $s = s_1 = s_2$. Равновесие (сумма моментов вокруг оси, лежащей на проезжей части посередине между колесами, исчезает) приводит к

$$0 = \frac{mv^2}{\rho_{\text{cc}}} h_{\text{cm}} - 2\Delta F_z s . \quad (14.4)$$

220

Динамика автомобиля

Передача нагрузки на колесо при прохождении поворотов при данных упрощенных допущениях. Следовательно, передача нагрузки на колесо увеличивается с увеличением высоты центра масс,

$$\Delta F_z = \frac{h_{\text{cm}}}{2s} \frac{mv^2}{\rho_{\text{cc}}} . \quad (14.5)$$

h_{cm} , и с уменьшением ширины колеи s . Это означает, что максимальная переносимая боковая сила уменьшается с увеличением высоты центра масс и уменьшением ширины колеи. Таким образом, отношение высоты центра масс к ширине дорожки является расчетным критерием для достижения

хорошего использования сцепления.

Используя уравнение (14.5), можно дать оценку для опрокидывания. Предельный случай для опрокидывания применяется, если

$$\Delta F = \frac{mg}{4} . \quad (14.6)$$

В этом предельном случае нагрузка на колеса на внутренних колесах становится равной нулю.

Подстановка этого предельного случая для ΔF в (14.5) приводит к неравенству, которое описывает простое условие опрокидывания:

$$g \frac{s}{2h_{cm}} \leq \frac{v^2}{\rho_{cc}} . \quad (14.7)$$

Данное уравнение описывает значения v и ρ_{cc} , для которых будет наклоняться автомобиль с заданными геометрическими параметрами s и h_{cm} . В простом подходе² боковое ускорение v^2 / ρ_{cc} не может превышать $\mu_a g$ (здесь μ_a - предел сцепления). Если мы продолжим (14.7) с $v^2 / \rho_{cc} \leq \mu_a g$, гравитационное ускорение, g , нейтрализуется, и мы получим

$$\frac{s}{2h_{cm}} \leq \mu_a . \quad (14.8)$$

Если (14.8) выполнено, автомобиль, по крайней мере, вероятно, будет наклоняться с максимальной возможной скоростью поворота. И наоборот, если

$$\frac{s}{2h_{cm}} > \mu_a \quad (14.9)$$

удерживает, то автомобиль, вероятно, не будет наклоняться. Наклон автомобиля особенно важен для внедорожников (SUV), поскольку высота их центра масс относительно велика. Характеристическое значение $s/(2h_{cm})$ называется коэффициентом статической устойчивости (SSF). Следует подчеркнуть, что данное рассмотрение SSF является лишь грубым методом оценки опасности опрокидывания автомобиля. В более сложных моделях или в действительности необходимо учитывать большее количество влияющих факторов.

²Если мы предположим, что общая вертикальная нагрузка автомобиля составляет mg , а максимальная поперечная сила ограничена значением предела сцепления, $\mu_k A$, то центробежная сила, mv^2/ρ_{cc} , не может превышать этот предел $\mu_k A$, что приводит к $v^2/\rho_{cc} \leq \mu_a g$.

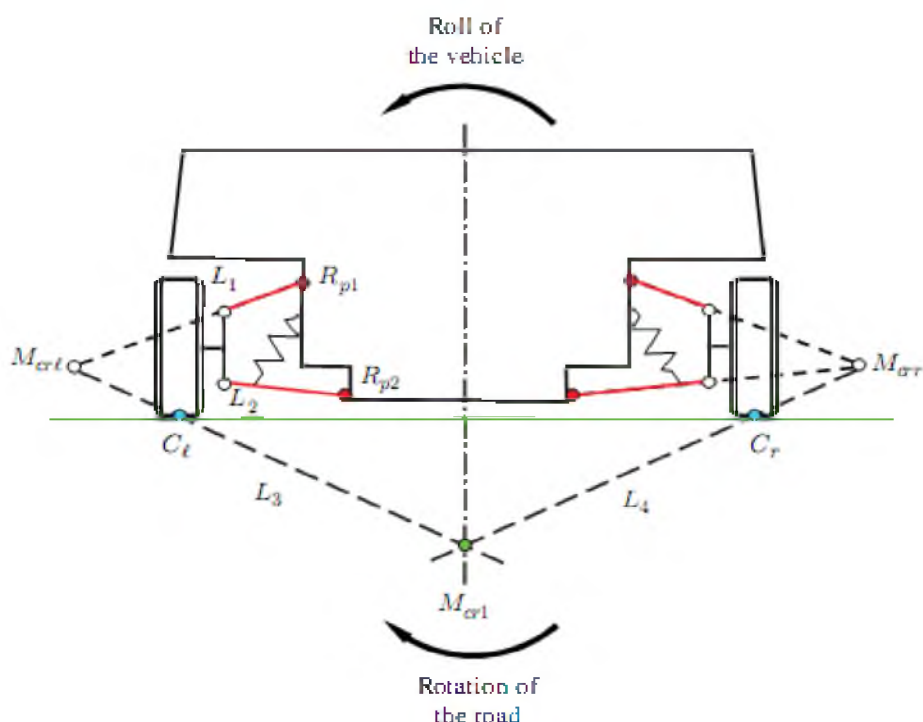


Рисунок 14.3 Вывод мгновенного центра вращения (по материалам Мичке и Валленовица 2004)

14.2 Передача колесной нагрузки с учетом крена транспортного средства

В этом разделе мы определяем изменения нагрузки на колесо, возникающие при учете кренового движения кузова. Чтобы описать крен, сначала введем понятие мгновенной оси вращения. Это ось, вокруг которой кузов автомобиля вращается мгновенно. Сначала мы рассмотрим поперечное сечение (перпендикулярно направлению x) кузова через ось, например переднюю ось. Мы предполагаем, что колеса подвешены на двойных поперечных рычагах (Рисунок 14.3). Положение мгновенной оси для других колесных подвесок может быть получено аналогично.

Чтобы вычислить мгновенный центр вращения (ось крена) кузова для одного поперечного сечения, например, на передней оси (мы называем это мгновенным центром вращения M_{cr1}), мы используем измененную схему наблюдения, которая предназначена для более удобного просмотра или обдумывания. Мы предполагаем, что мы прикреплены к кузову и не учитываем его вращение; следовательно, проезжая часть должна вращаться. Тогда мгновенный центр вращения дороги равен M_{cr1} , и это тот же самый мгновенный центр вращения M_{cr1} кузова автомобиля. Дорога вращается (горизонтальная линия на рисунке 14.3), поэтому колеса двигаются вверх и вниз. Поскольку кузов зафиксирован, колеса должны вращаться вокруг точек вращения R_{p1} и R_{p2} . Скорости каждой точки управляющих рычагов и их удлинений L_i ($i = 1, 2$) перпендикулярны соответствующему управляющему рычагу. Пересечения M_{cr1} и M_{cr2}

удлинений, следовательно, не могут двигаться, и поэтому скорость должна быть равна нулю (поскольку векторы скорости перпендикулярны управляющим рычагам и потому что управляющие плечи не коллинеарны). Это означает, что M_{cr1} и M_{cr2} дают мгновенные центры вращения колес. Скорость точки контакта C_l левого колеса и дороги теперь можно легко построить, присоединившись к M_{cr1} и C_l с линией L_3 : вектор скорости перпендикулярен этой линии L_3 . Поскольку колесо C_l прилипает к дороге, мы задаем скорость дороги в точке C_l , которая также перпендикулярна L_3 . Точно так же получаем направление скорости дороги в точке C_r . С одной стороны, прямая L_3 проходит через точки M_{cr1} и C_l и, с другой стороны, линия L_4 проходит через M_{cr2} и C_r . Пересечение L_3 и L_4 является мгновенным центром M_{cr1} (для передней оси).

Получим мгновенные центры M_{cr2} и M_{cr1} для задней оси и передней оси. Ось, которая соединяет мгновенные центры, M_{cr1} и M_{cr2} , называется мгновенной осью вращения (см. Рисунок 14.4). Эта ось не является фиксированной, но движется в зависимости от угла крена из-за множества нелинейностей.

При определении передачи нагрузки на колесо следует отметить, что автомобиль является статически неопределенной системой. Мы поступаем как обычно (для таких систем) и сначала делим всю систему на подсистемы. Затем мы рассмотрим деформации или прогибы подсистем, которые в свою очередь разделены как функции внешних нагрузок и сил сечения. Впоследствии фактические прогибы подсистем определяются. Эти отклонения должны быть геометрически совместимы, что означает равные. Следовательно, мы получаем желаемые отклонения от полученной системы уравнений. Здесь мы выводим изменения нагрузки на колесо для автомобиля с жесткими осями. Рисунок 14.5 показывает всю машину вместе с мгновенной осью крена. Ось мгновенного крена прикреплена к корпусу. На рисунке 14.6 показаны подсистемы в виде диаграмм свободных кузовов в разных видах. Сначала мы обратимся к кузову. Рисунок 14.6 (а) показывает точки оси мгновенного крена, M_{cr1} и M_{cr2} , и тело вращается на угол γ из-за центробежной силы, mbv^2 / ρ_{cc} . Конструкция свободна от жестких осей; моменты сечения $M1$ и $M2$ от передней оси и задней оси, соответственно, суммируются в момент $M = M1 + M2$. Здесь мы предполагаем небольшой угол наклона γ мгновенной оси крена и, следовательно, пренебрегаем тригонометрическими поправочными членами ($\cos \gamma \approx 1$).

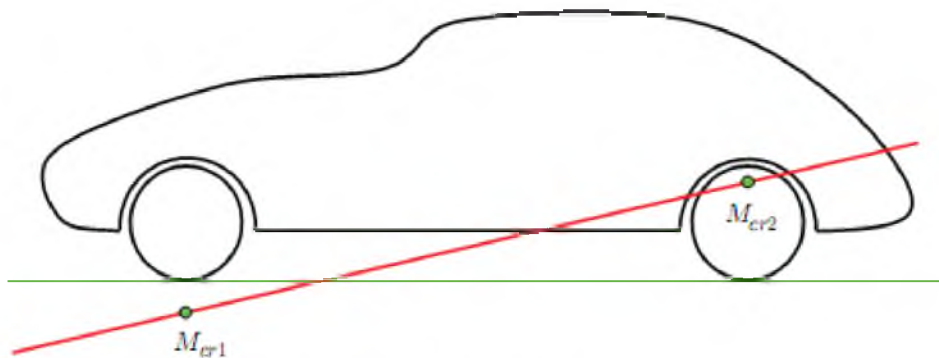


Рисунок14.4 Вывод мгновенной оси вращения

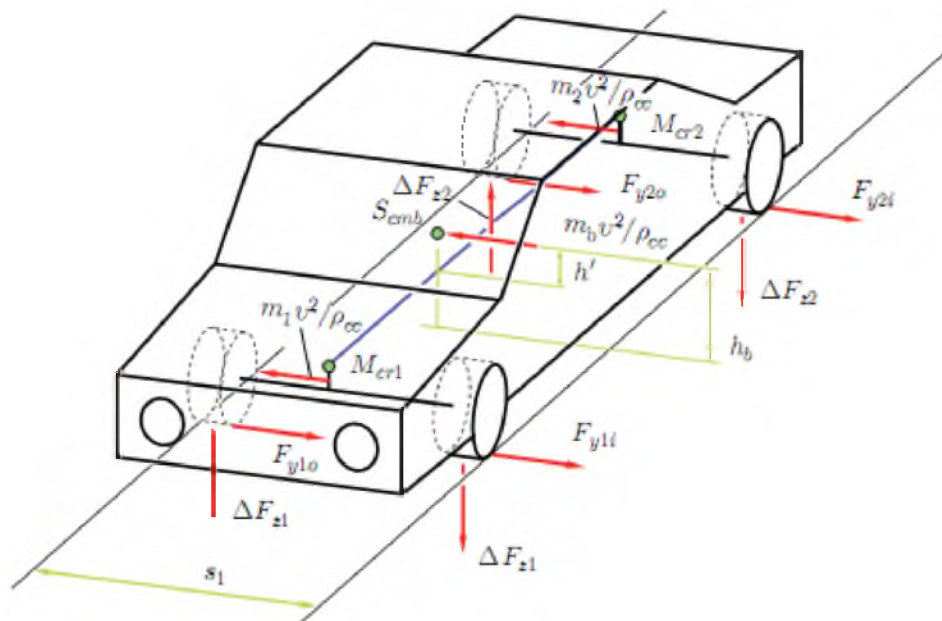


Рисунок14.5 Общая система с мгновенной осью крена

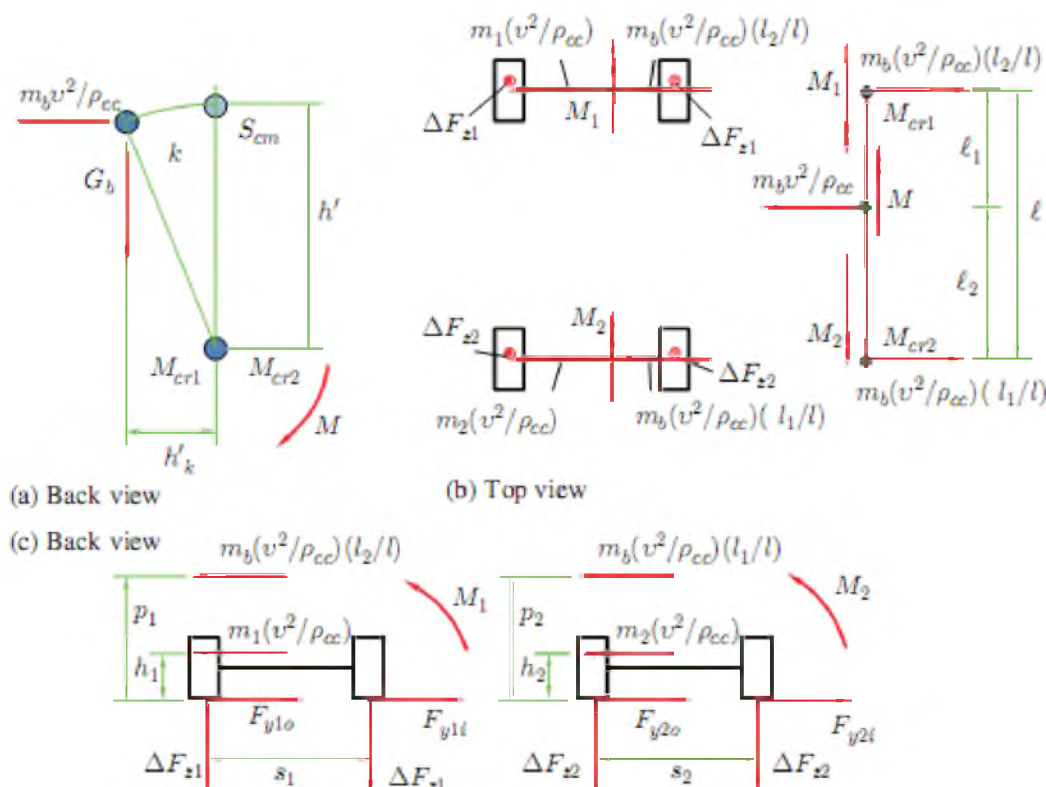


Рисунок 14.6 Определение изменений нагрузки на колесо

Мы получили этот момент M из диаграммы свободного кузова при суммировании моментов вокруг мгновенной оси

$$M = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} h' + G_b h'_k \kappa. \quad (14.10)$$

Здесь мы предположили, что κ мало и поэтому используем $\cos \kappa \approx 1$ и $\sin \kappa \approx \kappa$. Силы сечения между мгновенной осью крана и жесткими осями для ясности не показаны. Однако это не играет роли в формировании суммы моментов относительно оси мгновенного крана.

Рисунок 14.6 (b) показывает линию между M_{cr1} и M_{cr2} , чтобы представить мгновенную ось крана структуры. Мгновенная ось освобождается от жестких осей (моменты сечения M_1 и M_2). Сумма моментов в продольном направлении следующая:

$$M = M_1 + M_2. \quad (14.11)$$

Моменты сечения M_1 и M_2 , возникающие в результате жесткости крана C_1 и C_2 на передней или задней оси и угла крана κ , определяются как

$$M_j = C_j \kappa, \quad j = 1, 2. \quad (14.12)$$

Из уравнений (14.10) и (14.12)

$$C_1 \kappa + C_2 \kappa = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} h' + G_b h'_k \kappa. \quad (14.13)$$

Получаем угол κ

$$\kappa = \frac{G_b h'_k}{C_1 + C_2 - G_b h'_k} \frac{v^2}{g \rho_{cc}}. \quad (14.14)$$

С помощью угла α можно сразу указать моменты M_1 и M_2 . Силы сечения $m_b (v^2 / \rho_{cc}) (i_1^2 / i_1)$ и $m_b (v^2 / \rho_{cc}) (i_2^2 / i_2)$ в соответствующих точках M_{cr1} и M_{cr2} получены с использованием диаграммы свободного тела на рисунке 14.6 (б) из равновесия сил в боковом направлении и из момента равновесия вокруг вертикальной оси. (Здесь предполагается незначительный наклон оси мгновенного крена.)

Сумма моментов относительно точек контакта колеса (левого или правого) с помощью диаграмм свободного кузова (Рисунок 14.6 (с)) дает изменения нагрузки на колесо для двух жестких осей. Статическая часть нагрузок на колеса на этих диаграммах свободного кузова не показана:

m_b	:	масса кузова
i_1, i_2	:	расстояние: передняя/задняя ось – центр масс
i_1	:	расстояние передний мост – задний мост
C_1, C_2	:	жесткость подвески передней/задней оси
G_b	:	вес кузова $G_b = m_b g$
h'	:	расстояние: центр масс – мгновенная ось крена
G_1, G_2	:	вес передней/задней оси
s_1, s_2	:	путь спереди/сзади
p_1, p_2	:	расстояние: мгновенная ось крена – дорога; передний задний
h_1, h_2	:	Расстояние: центр масс передней/задней оси - дорога

Передача нагрузки на колесо зависит от частично подверженных влиянию конструктивных переменных, таких как

- положение центра масс $i_1/i_1, i_2/i_2, h_1, h_2$,
- высоты мгновенных центров вращения, деленные на дорожки: $p_1/s_1, p_2/s_2$,
- расстояние от центра масс до мгновенной оси крена, деленное на дорожки $h_1/s_1, h_2/s_2$,
- отношение константы крена пружины $C_1/(C_1 + C_2 - G_b h')$, $C_2/(C_1 + C_2 - G_b h')$.

В разделе 14.1 поясняется, что передача нагрузки на колесо также приводит к увеличению углов скольжения. Соответствующий выбор жесткости крена для передней и задней осей позволяет преднамеренно влиять на средние углы скольжения и, тем самым, на разницу углов скольжения между передней и задней осью (или среднюю жесткость на поворотах). Влияя на передачу нагрузки на колесо, мы можем изменить поведение автомобиля, например, с режима избыточного поворота на нейтральную или недостаточного поворота. Жесткость роликовой пружины C_i зависит от жесткости пружины k_i ($i = 1, i = 2$) и геометрических соотношений подвески. В грубом приближении получаем следующее для жесткости крена C_i из пружин подвески, k_i :

$$\Delta F_{z1} = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} \left(\frac{\ell_2 p_1}{\ell s_1} + \frac{C_1}{C_1 + C_2 - G_b h'} \frac{h'}{s_1} + \frac{G_1 h_1}{G_b s_1} \right), \quad (14.15)$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{m_b v^2}{\rho_{cc}} \left(\frac{\ell_1 p_2}{\ell s_2} + \frac{C_2}{C_1 + C_2 - G_b h'} \frac{h'}{s_2} + \frac{G_2 h_2}{G_b s_2} \right). \quad (14.16)$$

Однако жесткость пружины подвески, k_i , должна выбираться так, чтобы, например, были соблюдены стандарты комфорта и безопасности. Следовательно, эти значения не должны быть такими большими, чтобы они ограничивали ускорения тела (и комфорт ухудшался). Один из способов увеличить жесткость крена, C_i , а не изменять пружинные константы, k_i , - это использовать так называемый стабилизатор поперечной устойчивости, или стабилизатор подвески, Рисунок 14.7. Стабилизатор подвески является штоком (выделено на рисунке 14.7), который крепится на рычагах управления к подшипнику колеса и к корпусу. Жесткость стабилизатора поперечной устойчивости определяется его изгибной и крутильной жесткостью, а также геометрическими параметрами как, b_s и α_s . Если $\alpha_s = 0^\circ$, то стержень подвергается деформации кручения, а при $\alpha_s = 90^\circ$ - изгибу. В случае чистого кручения $\alpha_s = 0^\circ$ длины рычагов и жесткость кручения стержня определяют общую жесткость стабилизатора подвески,

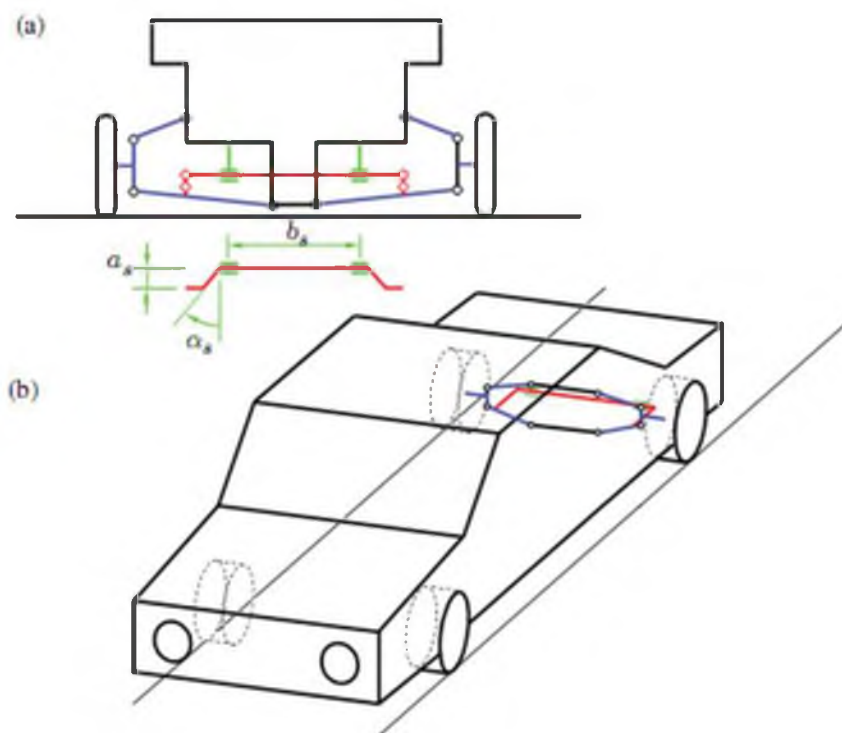


Рисунок 14.7 Стабилизатор подвески

в то время как изгибающее усилие стабилизатора поперечной устойчивости играет только второстепенная роль. Чем больше угол α_s , тем больше будет изгибаемый участок. Стабилизатор подвески не действует, если обе пружины подвески сжимаются одинаковым образом, поскольку в соединении между стабилизатором подвески и корпусом подрамника крутящие моменты не передаются. Стабилизатор подвески достигает своего наибольшего эффекта, когда конструкция катится. Препятствие на одной стороне автомобиля и выбоина на другой стороне имеют тот же эффект, что и вращение конструкции, стимулируя левое и правое колеса с фазовым сдвигом 180° ; стабилизатор подвески также начинает действовать против этого возбуждения. Комфорт автомобиля падает в этих ситуациях. На передней оси часто устанавливается стабилизатор подвески, поскольку это увеличивает жесткость вала, C_1 . Это, в свою очередь, приводит к увеличению изменения нагрузки колеса, ΔF_{z1} , что приводит к увеличению среднего угла скольжения, α_1 , на передней оси. Это приводит к снижению средней жесткости на повороте, $c_{\alpha 1}$. Если мы рассмотрим угол поворота рулевого колеса, δ_s , в уравнении (14.18), который зависит от центростремительного ускорения и коэффициента i , следовательно, определяет поведение избыточного и недостаточного поворота:

$$\delta_s = \frac{i_s \ell}{\rho_{cc}} + m i_s \frac{c_{a2} \ell_2 - c'_{a1} \ell_1}{c'_{a1} c_{a2} \ell} \frac{v^2}{\rho_{cc}}, \quad (14.18)$$

это видно в отношении

$$c'_{\alpha 1} = \frac{c_{\alpha 1}}{1 + \frac{c_{\alpha 1} n_x}{k_s}}, \quad (14.19)$$

что снижение $\bar{c}_{\alpha 1}$ меняет поведение автомобиля в сторону недостаточного поворота.

Жесткость подвески
передняя ось



Жесткость подвески
Задняя ось

Рисунок 14.8 Влияние жесткости стабилизаторов подвески на передней и задней осях



Рисунок 14.9 Активная стабилизация крена (ARS): активный стабилизатор подвески (воспроизведено с разрешения ZFFriedrichshafenAG)

Таким образом, стабилизатор подвески на передней оси усиливает любое поведение при недостаточном повороте (или снижает поведение при избыточном повороте), в то время как стабилизирующая штанга на задней оси выполняет обратное действие. В дополнение к ухудшению комфорта при движении возникает еще один недостаток стабилизатора подвески: увеличение среднего угла скольжения оси, на которой используется стабилизатор подвески, означает, что колеса этой оси расположены ближе к пределу сцепления.

Активные стабилизаторы подвески могут использоваться для активного влияния на динамическое поведение автомобиля (см. Рисунок 16.8 для передней оси с активным стабилизатором подвески). Это обычный стабилизатор подвески, который разделен на две части; эти две части связаны гидравлическим поворотным приводом. Можно регулировать динамическое поведение автомобиля в соответствии с поперечным ускорением, чтобы предотвратить движение по крену (до определенного поперечного ускорения) и, таким образом, повысить комфорт при движении прямо и улучшить поведение во время движения по бездорожью, отключив сцепление между двумя частями стабилизатора подвески. Рисунок 14.8 показывает основное влияние жесткости стабилизатора подвески. Если оба значения жесткости невелики, автомобиль будет более комфортным. Если они жесткие, автомобиль имеет более спортивные характеристики. Увеличение жесткости на передней оси повышает склонность автомобиля к недостаточной поворачиваемости, а увеличение на задней оси повышает склонность к избыточной поворачиваемости.

Рисунок 14.9 показывает пример активного стабилизатора подвески. Активный элемент можно увидеть в середине.

14.3 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Что вызывает изменение нагрузки на колесо?
2. От чего зависит изменение нагрузки на колесо при прохождении поворотов, если мы не принимаем во внимание крен?

Понимать

1. Каковы последствия изменения нагрузки на колеса при прохождении поворотов в зависимости от угла проскальзывания и жесткости поворота в однопутной модели?
2. От чего зависит изменение нагрузки на колесо при прохождении поворотов, если принять во внимание крен?
3. Почему стабилизатор подвески часто используется на передней оси? Объясните отношение.
4. Используя жесткость крена, объясните, как можно повлиять на поведение автомобиля с точки зрения избыточной или недостаточной поворачиваемости.

Применять

1. Что происходит с автомобилем, если жесткость стабилизатора подвески на передней оси увеличивается при прохождении поворотов: повернется ли автомобиль внутрь или наружу изгиба?
2. Что происходит с автомобилем, если жесткость стабилизатора подвески на задней оси увеличивается при прохождении поворотов: повернется ли автомобиль внутрь или наружу изгиба?
3. Как параметры r_1 и r_2 влияют на поведение при избыточной или недостаточной поворачиваемости?

Анализ

1. Как жесткость стабилизатора подвески на передней и задней осях влияет на угол бокового скольжения автомобиля для устойчивого движения однопутной модели с постоянной скоростью по кругу?
2. Как жесткость стабилизатора подвески на передней и задней осях влияет на градиент угла бокового скольжения автомобиля для устойчивого движения однопутной модели с постоянной скоростью по кругу?

15

Схождение/расхождение, развал и коэффициент самоуправления

В этой главе в разделе 15.1 рассматривается влияние схождения/расхождения и развала.

15.1 Схождение/расхождение, развал

В этом разделе мы сконцентрируемся на схождении/развале колес и их влиянии на боковые силы. Обе переменные выражаются через угол и дают положение колес (см. Рисунок 15.1).

Схождение: Угол схождения описывает статическое вращение колеса вокруг оси $_ewz$. Мы говорим о положительном схождении, когда колеса повернуты внутрь (см. Рисунок 15.1 (a)), и обратном схождении, когда колеса повернуты наружу (Рисунок 15.1 (b)). Угол δ_{10} положительный для положительного схождения и отрицательный для обратного схождения.

Развал: Развал - это угол между плоскостью колеса $_ewx - _ewz$ и вертикальной осью $_eiz$. Конструктивный угол развала γ положителен, когда колесо наклонено к внешней стороне транспортного средства, и отрицателен, если он наклонен внутрь.

И схождение/расхождение и развал влияют на характер вождения. Мы рассматриваем поворот автомобиля с и без угла схождения δ_{10} на передней оси. Как показано на рисунке 15.2, мы начинаем со случая отсутствия изменений нагрузки на колеса при прохождении поворотов. Общая поперечная сила возникает из суммы двух сил (левые стрелки на рисунке 15.2 при $\alpha = 4^\circ$), когда угол скольжения равен $\alpha_0 = 4^\circ$. Если мы рассмотрим изменения нагрузки на колесо, угол скольжения увеличивается на величину $\Delta\alpha$, так что вся сила поворота (сумма стрелок при $\alpha = 4^\circ$) достигается как сумма боковых сил (большая сплошная стрелка и маленькая сплошная

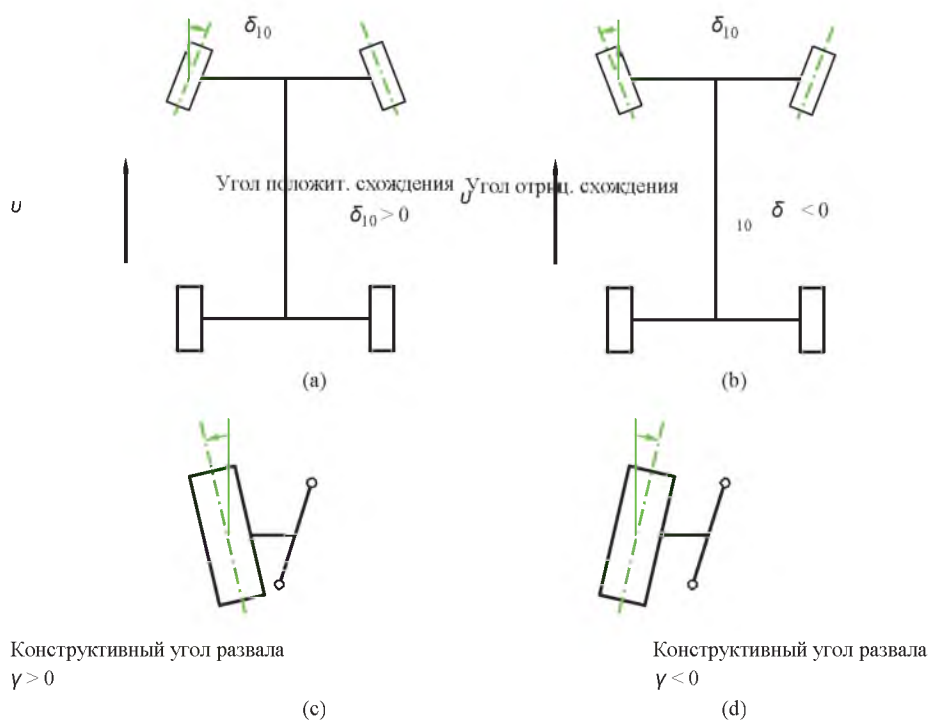


Рисунок 15.1 Схождение и развал

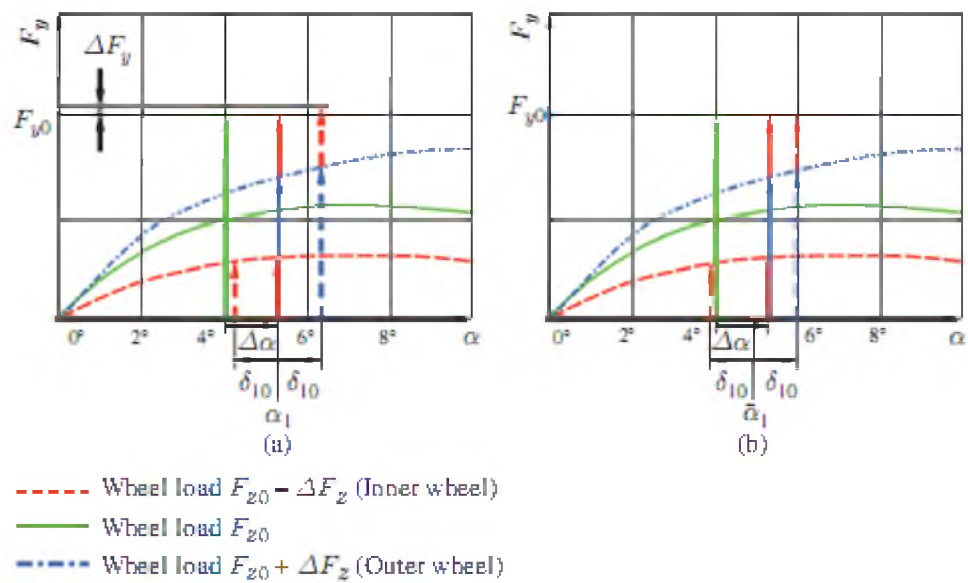


Рисунок 15.2 Влияние угла схождения на угол скольжения

стрелка при $\alpha_1 \approx 5.2^\circ$). В следующем случае мы рассмотрим автомобиль, в котором передние колеса имеют сходжение; следовательно, передние колеса наклонены внутрь на угол δ_{10} (см. Рисунок 15.1 (a)).

Угол сходжения δ_{10} изменяет угол скольжения. Угол скольжения внутреннего колеса уменьшается, а угол скольжения внешнего колеса увеличивается. Уменьшая и увеличивая угол скольжения α_1 , как показано на рисунке 15.1 (a) до δ_{10} , мы получаем в результате боковые силы с суммой, превышающей F_{y0} на величину ΔF_y . Следовательно, чтобы получить сумму F_{y0} , средний угол скольжения может быть уменьшен до значения $\tilde{\alpha}_1$ (см. Рисунок 15.2 (b)). Фактические углы скольжения $\alpha_1 - \delta_{10}$ и $\alpha_1 + \delta_{10}$ затем приводят к боковым силам, которые при сложении дают только F_{y0} . Следующее относится к углу $\tilde{\alpha}_1$

$$\tilde{\alpha}_1 + \delta_{10} > \alpha_1. \quad (15.1)$$

Значение $\tilde{\alpha}_1$ должно быть определено итерационно по кривым; невозможно указать этот угол непосредственно с помощью кривых из-за нелинейностей. Уменьшая средний угол скольжения до значения $\tilde{\alpha}_1$, мы получаем увеличенное расстояние до максимальной передаваемой боковой силы на внутреннем колесе и, таким образом, увеличенный запас силы на повороте. На внешней стороне кривой колеса запас уменьшается, но поскольку этот запас уже больше, мы получаем большее общее расстояние (относительно угла скольжения) от максимально возможной силы поворота. Угол сходжения увеличивает максимально возможное центростремительное ускорение автомобиля и, таким образом, для данного радиуса кривой ρ_{cc} угол сходжения v^2/ρ_{cc} увеличивает максимально допустимые скорости.

Далее мы рассмотрим влияние угла развала на боковые силы.

Чтобы описать эту зависимость формулой, мы должны отклониться от принятого правила знаков конструктивного угла развала. Угол развала колеса положителен, когда колесо наклонено к внешней стороне, и отрицателен, когда колесо наклонено к внутренней стороне кривой. Отрицательный изгиб увеличивает максимальную передаваемую боковую силу (предполагается постоянный угол скольжения). При более низких значениях угла скольжения и меньшего угла развала поперечная сила может быть аппроксимирована линейной зависимостью:

$$F_y = c_\alpha \alpha - c_\gamma \gamma. \quad (15.2)$$

Коэффициент угла скольжения поперечной силы, c_α , и коэффициент развала поперечной силы, c_γ , увеличиваются с увеличением нагрузки на колесо. Рисунок 15.3 показывает боковые силы, F_y , как функцию угла скольжения, α . Сплошная средняя кривая показывает боковое усилие на внутреннем и внешнем колесах, опять же без развала и без изменений нагрузки на колесо. В этом случае боковые силы на два колеса одинаковы; общая поперечная сила представляет собой сумму отдельных сил одинаковой величины (сплошные стрелки в центре).

Мы сравниваем этот случай с автомобилем с отрицательным конструктивным углом развала. Это означает, что угол развала γ в уравнении (15.2) на внешнем колесе меньше нуля, а на внутреннем колесе больше нуля. Без учета изменений нагрузки на колесо эти углы развала дают пунктирную, нижнюю и пунктирную верхнюю кривую для определения боковых сил. Посредством передачи нагрузки на колесо мы получаем боковые силы из пунктирной, нижней кривой и штрихпунктирной верхней кривой.

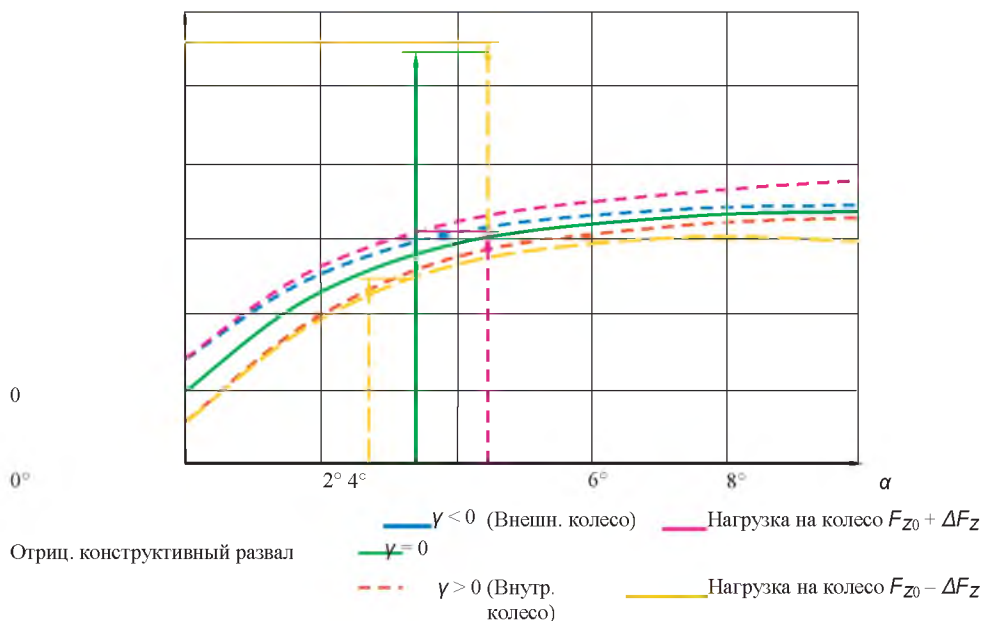


Рисунок 15.3 Влияние развала на угол скольжения

Сумма результирующих боковых сил приводит к более высокой боковой силе. Следовательно, угол скольжения уменьшается. Следовательно, конструктивный отрицательный изгиб уменьшит угол скольжения или увеличит поворотные силы при том же угле скольжения. Если абсолютное значение отрицательного конструктивного развала увеличивается (при той же поворотной силе), средний угол скольжения уменьшается и, следовательно, средняя жесткость на повороте увеличивается.

Коэффициент,

$$\frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell}, \quad (15.3)$$

который определяет знак в формуле для угла поворота передних колес, заданный

$$\delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{\alpha}} + \frac{c_{\alpha 2} \ell_2 - c_{\alpha 1} \ell_1}{c_{\alpha 1} c_{\alpha 2} \ell} m \frac{v^2}{\rho_{\alpha}}, \quad (15.4)$$

имеет решающее значение для поведения недостаточной или избыточной поворачиваемости (или аналогично уравнению для δ_s). В случае увеличения абсолютного значения отрицательного конструктивного угла развала задней оси средняя жесткость поворота, $c_{\alpha 2}$, приводит к большей недостаточному повороту автомобиля. Положительный конструктивный передний изгиб приводит к увеличению угла скольжения и, следовательно, к уменьшению средней жесткости переднего поворота, $c_{\alpha 1}$, что также влияет на поведение автомобиля в направлении недостаточного поворота.

15.2 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Как мы определяем схождение/расхождение?
2. Как мы определяем развал?

Понимать

1. Объясните влияние схождения на движение на поворотах.
2. Объясните влияние угла развала на движение на поворотах.
3. Объясните, как различные параметры автомобиля влияют на поведение автомобиля, и, в частности, на поведение при самостоятельном управлении.

16

Системы подвесок

В этой главе мы обсудим системы подвески. Примеры включают независимые подвески и зависимые подвески. Примеры независимых подвесок включают в себя обычные многосвязные подвески, подвески McPherson или двойные поперечные рычаги (или верхнее и нижнее плечо). Шесть степеней свободы колесного держателя (это шесть основных степеней свободы твердого тела; колесный держатель включает в себя ступицу и подшипник колеса) будут заблокированы подвеской, за исключением одной, то есть вертикальной поступательной степени свободы. Независимые колесные подвески достигают этого с помощью соответствующего расположения пяти рычагов (или звеньев). Тяга - это стержень, который шарнирно закреплен на колесном кронштейне с одной стороны и на кузове (или подрамнике) с другой стороны, поэтому одна степень свободы блокируется (см. Рисунок 16.1). Два рычага могут быть объединены в один рычаг подвески или А-рычаг. При подходящем расположении пяти рычагов пять степеней свободы отключаются, и таким образом получается независимая подвеска колес. Рисунок 16.1 показывает принципы работы различных типов подвески. Фактический держатель колеса показан в темно-сером цвете. Если колесо управляемое, то одним из рычагов является рулевая тяга. Пример двухрычажной подвески показан на рисунке 16.2.

Конечные точки рычагов перемещаются по сферическим поверхностям. Это приводит к тому, что перемещение колесного держателя может быть очень сложным. В общем, он не будет действовать в движении чистого перемещения в вертикальном направлении, но вместо этого будет демонстрировать пространственное движение, которое также содержит вращающиеся части.

Хотя рычаги упругие, их деформация невелика, потому что они нагружены осевыми силами. Чтобы лучше изолировать конструкцию от ударов и толчков, возникающих из-за неровной поверхности дороги, которая может быть передана колесной подвеской, рычаги часто не жестко закреплены на конструкции, а установлены с помощью упругих резиновых втулок. Эти резиновые втулки деформируются, чтобы изолировать удары от кузова и, следовательно, от салона автомобиля. Деформационное смещение колесного держателя больше не на кинематически заданной траектории, а на определенной траектории, на которую воздействуют силы. Кинематика, которая возникает как из чисто геометрической кинематики, так и из-за движения от упругой деформации в результате сил, называется эластокинематикой

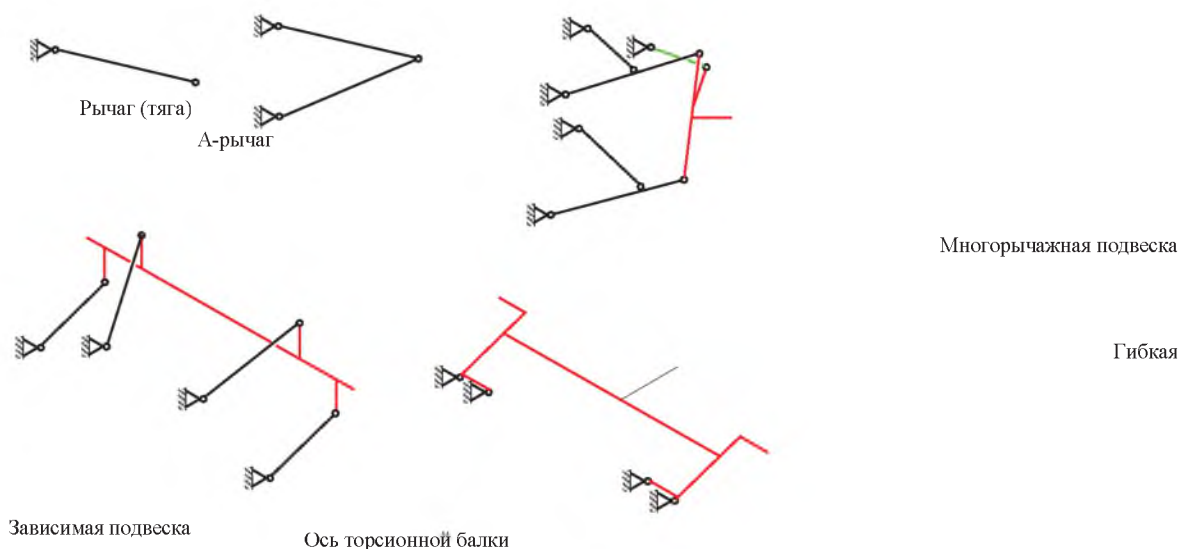


Рисунок 16.1 Принципы систем подвески колес

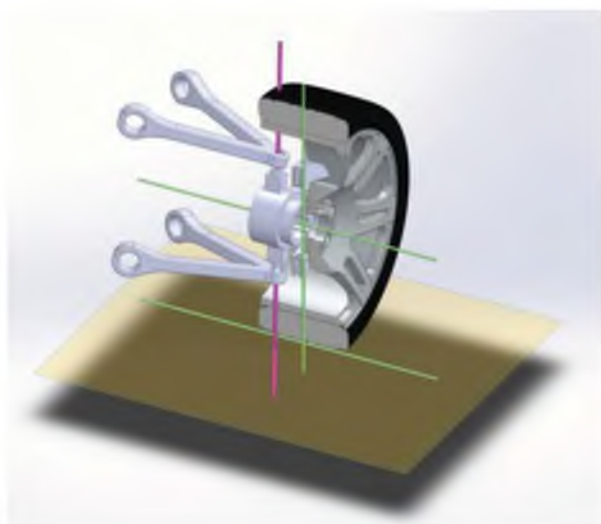


Рисунок 16.2 Двухрычажная подвеска (или А-рычаг)

Кинематика вызывает изменения важных геометрических параметров, таких как сходжение и развал, когда держатель движется вертикально. Рисунок 16.3 показывает примеры изменений² как функции отклонения пружины: Рисунок 16.3 (а) и (b) показывает изменения сходжения/расхождения, $\Delta\delta$, на передних и задних колесах, тогда как Рисунок 16.3 (с) и (d) показывает изменения γ в развале. Номинальное сходжение/расхождение для исчезающего отскока не включено в Рисунок 16.3 (а) и (b), но изменение включено. Благодаря изменениям, можно существенно повлиять на размеры сходжения и развала для динамики движения. Однако при использовании резиновой втулки на диаграммах не возникает никаких кривых, а есть области (серые на рисунке 16.3), в которых переменные $\Delta\delta$ и γ лежат как функции отскока, z , а также сил и момента. На диаграмме порядок величины прогиба Δz составляет ± 100 мм, для изменения сходжения $\Delta\delta$ - ± 401 и для изменения развала γ - ± 21 . Изменение сходжения, как показано кривыми на рисунке 16.3 (а) и (b), может влиять на ходовые качества во время поворота следующим образом: подвеска внешнего колеса на задней оси сжимается (или отскакивает) $\Delta z > 0$, что увеличивает угол сходжения наружного колеса на задней оси и, следовательно, угол скольжения, α ; ситуация обратного сходжения во внутреннем колесе задней оси, т.е. угол скольжения уменьшается. Оба эффекта вместе приводят к увеличению сил поворота.

¹ Поскольку кинематическое поведение колесного держателя из-за одновременно действующих сил и моментов является важной характеристикой, которая оказывает существенное влияние на динамическое поведение автомобиля, это поведение проверяется на специальных стендах испытания кинематики и соответствия (K & C).

Это приводит к уменьшению среднего угла скольжения и, следовательно, к увеличению средней жесткости на повороте $c_{\alpha 2}$. На передней оси ситуация точно обратная; средняя жесткость на повороте $c_{\alpha 1}$, таким образом, уменьшается. Это приводит к усилению экспрессии $c_{\alpha 212} - c_{\alpha 111}$, усилению характеристик недостаточной поворачиваемости автомобиля или снижению характеристик избыточной поворачиваемости.

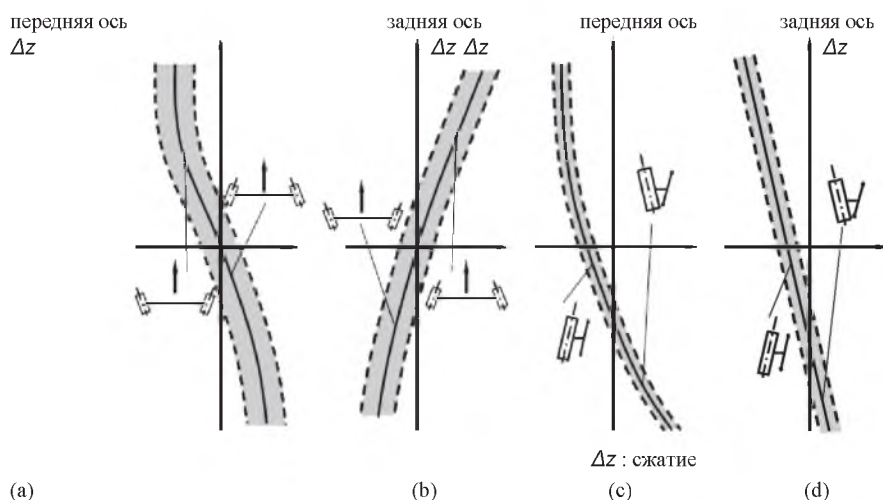


Рисунок 16.3 Изменения схождения и развала во время сжатия и отскока подвески (взято у Мичке и Валленовица, 2004)



Рисунок 16.4 Зависимая подвеска

Вторая форма подвески, так называемая твердая (или жесткая) ось, в принципе показана на рисунке 16.1; еще некоторые детали изображены на рисунке 16.4. Два колесных держателя соединены жесткой осью. Эта жесткая ось должна иметь две степени свободы: одну для вертикального перемещения, а другую для вращения вокруг продольной оси. По этой причине жесткая ось соединена с корпусом четырьмя рычагами, что представляет собой один из возможных способов соединения оси и кузова. Другой, более простой метод - это применение листовых рессор. Вертикальное движение одного колеса передается другому колесу, что является недостатком такого типа подвески. Развал не меняется при прохождении поворотов. Другими недостатками являются вибрация, вызванная постукиванием и вибрацией, которые возникают только в случае управляемой оси. Жесткие оси необычны в легковых автомобилях, но могут использоваться в автомобилях большой грузоподъемности.

² Здесь приведены типичные изменения по сравнению с исследованием автомобиля (см. Мичке и Валленовиц 2004); конечно, также возможны другие характеристики.

Если колесные опоры не жестко связаны друг с другом, с одной стороны, и неспособны двигаться полностью независимо, с другой стороны, система тогда называется осью торсионной балки.

Чтобы упруго связать вертикальное движение колеса с кузовом, часто используются дополнительные спиральные пружины, которые соединены с держателем колеса или рычагом подвески с одной стороны и с кузовом с другой стороны. Амортизатор используется для демпфирования вертикальных движений колесной опоры. Амортизатор может быть объединен с винтовой пружиной для формирования стойки, но можно разместить амортизатор и пружину отдельно. Если используется это решение, можно использовать разные рычаги для амортизатора и пружины.

Ниже показаны некоторые системы подвески.

На рисунке 16.5 показана система передней оси McPherson Mercedes B-Class. Ограничения на стойке препятствуют вращению колесной опоры вокруг двух осей (это означает, что две степени свободы заблокированы). С точки зрения многотельной системы (MBS) верхняя часть подвески McPherson представляет собой жесткий корпус (шток поршня), связанный с кузовом автомобиля карданным шарниром³. Шток поршня и трубка амортизатора связаны друг с



Рисунок 16.5 Передняя ось McPherson автомобиля Mercedes B-класса (воспроизведено с разрешения Daimler AG)

другом цилиндрическим соединением. Корпус амортизатора и колесная опора образуют, в смысле MBS, одно твердое тело. Когда все эти факторы взяты вместе, колесная опора имеет четыре степени свободы (две от карданного соединения и две от цилиндрических соединений). Следовательно, необходимы три дополнительные связи, ограничивающие три степени свободы. Два звена, обычно одно в основном в продольном направлении, а другое в основном в боковом направлении, обеспечивают два дополнительных ограничения. Последнее из пяти ограничений связано с системой рулевого управления, то есть с поперечной рулевой тягой, поскольку подвеска McPherson в основном используется для передних подвесок. Продольные и боковые звенья могут быть заменены одним А-рычагом, как показано на рисунке 16.5. Кроме того, этот рисунок изображает стабилизатор поперечной устойчивости, дифференциал с приводными валами, систему рулевого управления с зависимым от скорости коэффициентом рулевого управления и подрамник.

Принципиальные компоненты изображены на рисунке 16.6. Преимущества стоек McPherson - это уменьшение количества компонентов и, следовательно, более простая конструкция и меньшая потребность в проектном пространстве.

³ Строго говоря, это втулка, предотвращающая передачу ударов и вибраций; эта втулка не позволяет свободно вращаться вокруг двух радиальных осей, но соответствия для этих вращений невелико; осевая степень свободы не имеет значения, поскольку при относительном вращении штока поршня и трубки амортизатора сопротивление практически отсутствует.



Рисунок 16.6 Основные компоненты подвески передней оси McPherson

Поскольку амортизатор блокирует две степени свободы вращения, он должен уметь передавать моменты. По этой причине поршень амортизатора McPherson имеет больший диаметр, чем шток поршня обычного амортизатора. Это может быть недостатком, потому что амортизатор более дорогой. Еще одним недостатком является то, что для подвески McPherson необходимая высота автомобиля больше, чем для пружины и амортизатора, соединенных с нижним рычагом. Стойка МакФерсона обычно связана с верхней частью колесной опоры; так как должно быть место для перемещения отскока, высота автомобиля в верхней точке соединения стойки с кузовом должна быть достаточно большой.

Рисунок 16.7 показывает задний мост Mercedes B-Class. Это подвеска с четырьмя связями. Есть три боковых звена и одно продольное. Также показан стабилизатор подвески. Амортизатор и пружина соединены в разных точках с колесным держателем и кузовом автомобиля. Это приводит к большей независимости в выборе скорости пружины и характеристики демпфера.

Рисунок 16.8 показывает переднюю подвеску Mercedes M-Class. Это подвеска с двойным поперечным рычагом и пневматической пружиной со встроенной адаптивной системой демпфирования (управление осуществляется с помощью алгоритма скайхука). Другим специальным компонентом является активный стабилизатор подвески: это обычный стабилизатор подвески, который разделен на две части; эти две части связаны гидравлическим поворотным приводом. В соответствии с поперечным ускорением v^2/ρ_{cc} , можно регулировать динамическое поведение автомобиля, чтобы предотвратить движение крена (до определенного поперечного ускорения). Чтобы повысить комфорт при движении прямо и улучшить поведение при движении по бездорожью, можно отключить сцепление между двумя частями стабилизатора подвески.



Рисунок 16.7 Задняя ось McPherson автомобиля Mercedes B-класса (воспроизведено с разрешения Daimler AG)



Рисунок 16.8 Передняя ось McPherson автомобиля Mercedes M-класса (воспроизведено с разрешения Daimler AG)



Рисунок 16.9 Задняя ось McPherson автомобиля Mercedes M-класса (воспроизведено с разрешения Daimler AG)

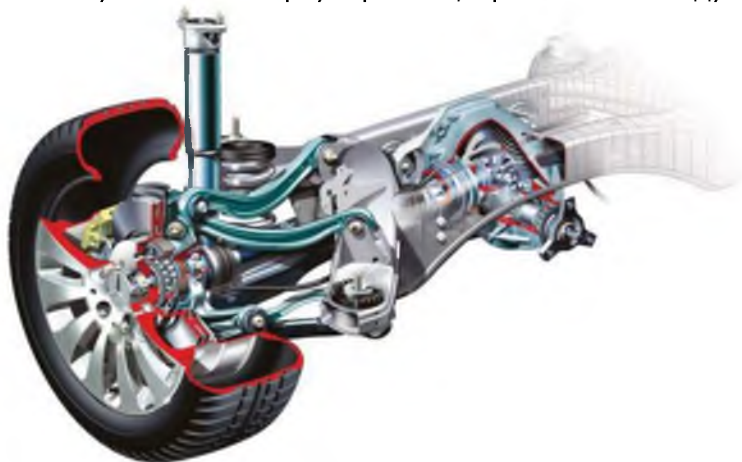
Рисунок 16.9 показывает заднюю подвеску М-класса. Здесь также встроен активный стабилизатор подвески (привод расположен за дифференциалом). Воздушные пружины и амортизаторы разделены.

Подвески с пятью звеньями обеспечивают наибольшее разнообразие конструкций, поскольку каждое звено может быть индивидуально спроектировано с учетом комфорта, безопасности и динамического поведения. Однако этот вид подвески обычно дороже, чем более простые конструкции. Рисунок 16.10 показывает многозвенную заднюю ось Mercedes C-Class. Три ссылки на передней панели могут быть легко распознаны, а другие частично скрыты другими компонентами.

Рисунок 16.11 показывает принцип конструкции пятизвенной подвески; все пять звеньев хорошо видны на этом рисунке. Этот рисунок дополнительно изображает рулевую ось (почти вертикальный цилиндр, который пересекает четыре удлинения четырех звеньев). Очевидно, что и радиус чистки r_k , и радиус рычага возмущающей силы r_σ очень малы.

В последнем примере мы рассмотрим два явления, которые можно объяснить с помощью так называемой упругокинетической оси: окружное рулевое управление и рулевое управление, возникающие в результате боковых сил. Сначала мы рассмотрим упругокинетическую ось.

Прежде чем мы начнем с упругокинетической оси, мы объясним механический аналог упругокинетической точки, используя Рисунок 16.12. На этом рисунке кузов (квадрат) соединен тремя поворотными соединениями с тремя звеньями, которые соединены с подрамником тремя упругими втулками (две из них жесткие, одна слабая). Инерционные свойства тела описываются J и m . Поступательные степени свободы тела фиксируются x и y , угол поворота вокруг точки S равен ϕ . Мы хотим установить уравнения движения для малых углов ϕ . Если расстояние между S и вращающимися суставами на корпусе равно a , а расстояние между вращающимся соединением на



корпусе и

Рисунок 16.10 Многозвенная задняя ось Mercedes C-Class (воспроизведено с разрешения Daimler AG)

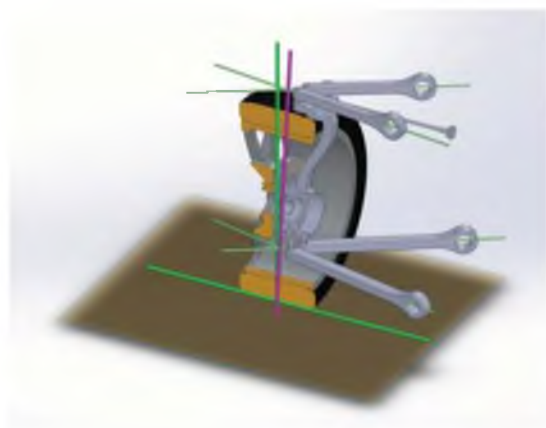


Рисунок 16.11 Принцип конструкции пятизвенной подвески

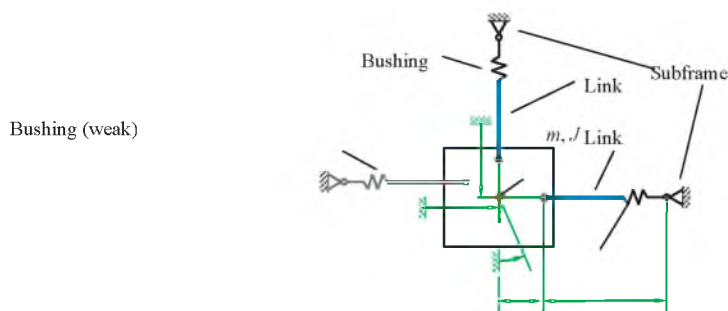


Рисунок 16.12 Объяснение упругокинематической точки

соответствующим поворотным соединением на подрамнике равно b (и a , и b изображены только для горизонтальной связи; для по вертикали расстояния также равны a и b), тогда удлинение, Δs пружин (втулка) для малых углов φ равно (мы используем разложение Тейлора квадратного корня и подставляем косинусную функцию его разложением Тейлора $\cos$ Если предположить, что угол поворота φ корпуса от $\varphi = 1 - \varphi^2/2 + \dots$) квадратичными членами

$$\begin{aligned}\Delta s &= \sqrt{a^2 \sin^2 \varphi + (b + a(1 - \cos \varphi))^2} - b \\ &= \sqrt{2a^2 + b^2 + 2ab(1 - \cos \varphi) - 2a^2 \cos \varphi} - b \\ &= \sqrt{b^2 + a^2 \varphi^2 + ab\varphi^2 + \dots} - b \\ &= \frac{b}{2} \left(\frac{a^2}{b^2} + \frac{a}{b} \right) \varphi^2 \dots\end{aligned}\quad (16.1)$$

можно пренебречь, то изменениями длины втулочных пружин при чистом вращении тела также можно пренебречь. Если мы затем посмотрим на уравнения движения (16.2) - (16.4) всей механической системы (слабой втулкой пренебрегаем), мы увидим, что в последнем уравнении (16.4) нет восстанавливающего момента. Это означает, что даже для небольших сил, действующих

$$m\ddot{x} + kx = 0, \quad (16.2)$$

$$m\ddot{y} + ky = 0, \quad (16.3)$$

$$J\ddot{\varphi} = 0. \quad (16.4)$$

на тело, существуют значительные углы поворота, если точка S не находится на линии действия сил. Конечно, угол φ не будет увеличиваться до очень высоких значений, поскольку он будет ограничен нелинейностями, которыми мы пренебрегли в (16.2) - (16.4). Точка, с которой можно легко повернуть тело (если пренебречь слабой втулкой), равна S , и это пересечение линейных удлинителей звеньев, которые жестко упруго установлены

После объяснения упруго-кинематических точек мы продолжим с упруго-кинематической осью. Эта ось изображена в виде цилиндра с наибольшим диаметром на рисунке 16.13. Подвеска представляет собой пятизвенную подвеску. Четыре из пяти рычагов соединены с подрамником или кузовом с помощью жестких втулок (что означает упругие элементы), пятый рычаг (одно из плеч нижнего переднего рычага) слабо закреплен на подрамнике. Следовательно, мы имеем ситуацию, аналогичную ситуации в упругокинематической точке, где точка легкого вращения, S , является пересечением линейных удлинений упруго установленных рычагов. Если мы посмотрим на линейные удлинения упруго закрепленных плеч на рисунке 16.13, мы увидим, что все четыре удлинения пересекаются в одной прямой линии, которая является упругокинематической осью (трехмерный аналог упругокинематической точки). В следующем параграфе мы рассмотрим влияние сил поворота и сил торможения. Для этого предположим, что изображенная подвеска является подвеской задней оси. Мы начинаем с тормозного маневра во время поворота

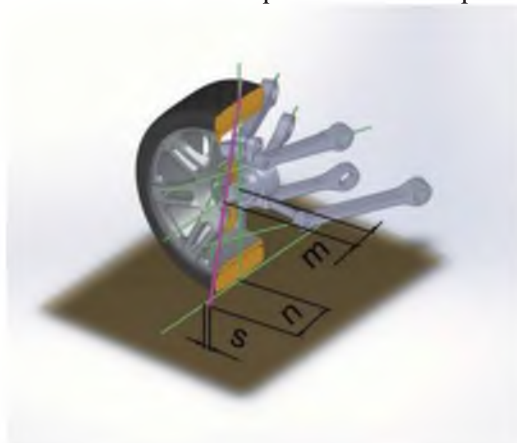


Рисунок 16.13 Пятизвенная подвеска схожая на заднюю подвеску LSA Porsche 911 Carrera

(это может быть легкое торможение, или если задний мост приводится в движение, это может быть замедлением из-за тормозного момента двигателя). Замедление вызывает передачу нагрузки от задней оси к передней. Это приводит к уменьшению боковых сил на задней оси и увеличению этих сил на передней оси, и все вместе это заканчивается моментом, который пытается повернуть автомобиль к внутренней стороне кривой. Тормозные силы на задней оси на обоих колесах создают крутящий момент по отношению к упруго-кинематической оси, поскольку пересечение между этой

осью и дорогой расположено снаружи транспортного средства (плечо рычага n , плечо рычага для тяговых сил будет m). Это означает, что крутящий момент от тормозных сил будет легко вращать оба колеса до схождения. Кроме того, боковая сила на внутреннем колесе уменьшается (поскольку угол скольжения колеса уменьшается), тогда как боковая сила на внешнем колесе увеличивается. Поскольку абсолютное значение увеличения на внешнем колесе больше, чем уменьшение на внутреннем колесе (поскольку нагрузка на колесо на внешнем колесе выше, чем на внутреннем колесе), сумма обоих увеличивается, и вышеупомянутый момент, который пытается повернуть автомобиль к внутренней стороне кривой, также частично компенсируется.

Подобные боковые силы действуют на схождение и расхождение. Как видно на рисунке 16.13, пересечение находится за центром пятна контакта (плечо рычага). Это означает, что боковые силы вызывают схождение (это, в свою очередь, означает увеличение угла скольжения) на внешнем колесе и расхождение (которое является уменьшением угла скольжения) на внутреннем колесе. Это вызывает более высокие боковые силы

16.1 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Сколько степеней свободы должно быть охвачено подвеской одного колеса?

2. Сколько степеней свободы охвачено простым рычагом?
3. Сколько степеней свободы охвачено А-рычагом?
4. Какова основная степень свободы держателя колеса?
5. Каков принцип независимой подвески?
6. Какие основные формы колесных подвесок существуют в дополнение к независимой подвеске?
7. Какие величины изменяются во время сжатия и отскока?
8. Как определяется упругокинематическая ось?

Понимать

1. Объясните эффект изменения величин сжатия и отскока в зависимости от поведения автомобиля при недостаточной или избыточной поворачиваемости.
2. Какое влияние оказывает положение упругокинематической оси на поведение при вождении?
3. Объясните окружные силы рулевого управления и боковые силы рулевого управления для различных положений упругокинематической оси.

17

Преобразователи крутящего момента и скорости

В этой главе мы обсудим примеры некоторых типов преобразователей скорости (сцепления) и преобразователей крутящего момента (коробки передач).

17.1 Преобразователи скорости, сцепление

Преобразователь частоты вращения или сцепление соединяет двигатель с гидротрансформатором (трансмиссия). Задачи:

- передавать крутящий момент от двигателя к трансмиссии, если угловые скорости двигателя и трансмиссии не совпадают; это, например, случай, когда автомобиль стоит на месте, потому что двигателю внутреннего сгорания требуется минимальная угловая скорость для продолжения работы;
- гасить крутильные колебания в трансмиссии;
- включать плавный и плавный запуск и
- включать быстрое переключение передач.

В автомобилях распространены три типа преобразователей скорости: дисковые сцепления с сухим и смазанным ходом (с одним или несколькими дисками) и гидродинамические трансмиссии (агрегаты Föttinger, трансмиссии гидрокинетической жидкости).

Двойное сухое сцепление показано на Рисунке 17.1. Большая шестерня, которая обычно устанавливается между двигателем и сцеплением, предназначена для запуска стартера двигателя внутреннего сгорания. Основные компоненты сцепления можно увидеть на рисунке дважды. Две вилки выключения сцепления (в нижней левой части) освобождают пружины диафрагмы. Верхняя вилка хорошо видна, а вторая почти полностью скрыта. Также видны диски сцепления с торсионными пружинами (одна видна), накладки и нажимные пластины. Двойные муфты, как показано здесь, состоят из 500 отдельных деталей.



Рисунок 17.1 Двойное сухое сцепление (воспроизведено с разрешения Schaeffler)

Двойные сцепления используются в трансмиссиях для передачи крутящего момента от двигателя без задержек. Коробка передач с двойным сцеплением имеет два входных и два выходных вала. Эти два входных вала соединены с двумя выходными сторонами двойной муфты двумя дисками и нажимными пластинами; входные стороны двойного сцепления соединены с двигателем. Во время переключения передач, например, с первой на вторую передачу, сцепление для первой передачи отключается одновременно с включением сцепления для второй передачи. Основные зависимости моментов и угловых скоростей изображены на рисунке 17.2. Диаграмма сверху показывает потребность момента, M_d , на ведомых колесах; здесь мы предполагаем постоянный момент, M_d и постоянную скорость автомобиля. Изменение пути передачи момента происходит между t_1 и t_2 . Средняя диаграмма изображает момент от двигателя (сплошная линия). Из-за изменения передаточного числа во время переключения передач, момент двигателя должен увеличиться (мы принимаем $i_d = 4$, $i_1 = 3$ и $i_2 = 2$ для диаграмм). Во время включения и выключения момент M_{c1} , передаваемый первой муфтой, уменьшается от момента двигателя в момент времени $t = t_1$ до нуля, тогда как момент M_{c2} , передаваемый второй муфтой, увеличивается от нуля до момента двигателя в момент времени $t = t_2$.

Рисунок 17.3 показывает пример трансмиссии с двойным сцеплением (без сцепления). Два сцепления будут прикреплены к двум входным валам; один из входных валов (более короткий) представляет собой полый вал. В этом примере два выходных вала не расположены в осевом направлении (в примере на рисунках 17.4 и 17.5 два выходных вала также являются осевыми). Входные валы являются осевыми, поскольку в качестве необходимого расчетного пространства для этой конфигурации с двумя сцеплениями был выбран небольшой объем. Если момент, передаваемый трансмиссией с двойным сцеплением, не должен прерываться, важно распределить соседние передачи на разных входных и выходных валах. Это необходимо для постоянного

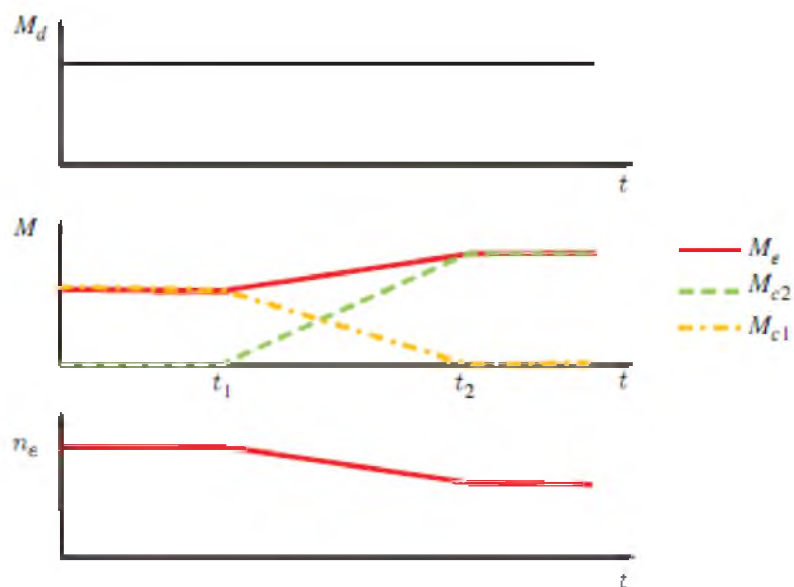


Рисунок 17.2 Принцип работы коробки передач с двойным сцеплением

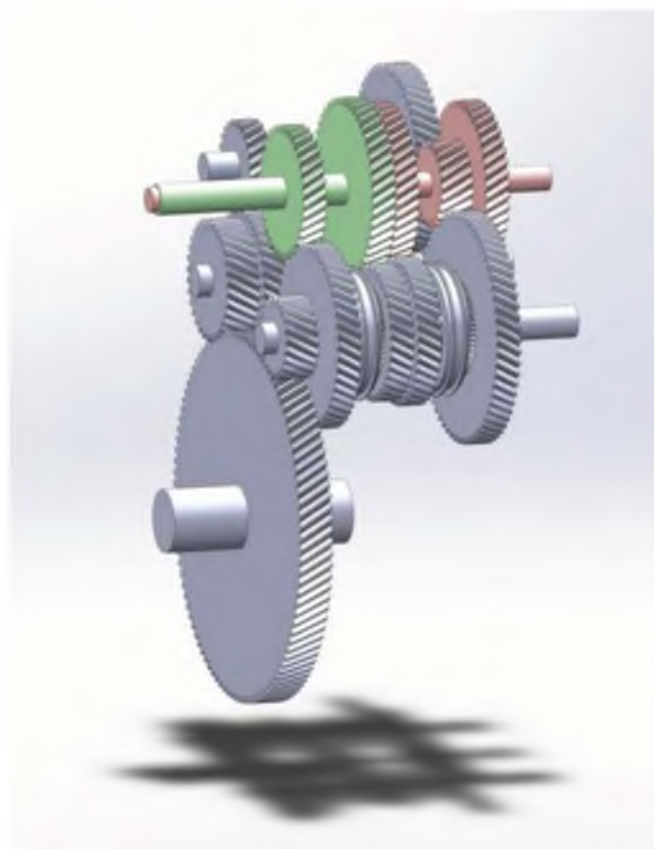


Рисунок 17.3 Коробка передач с двойным сцеплением

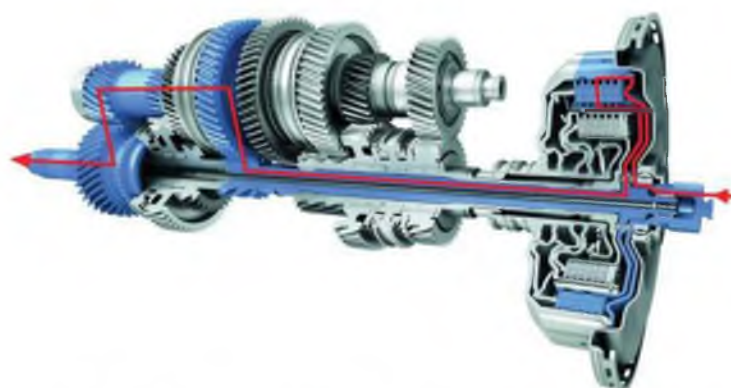


Рисунок 17.4 Трансмиссия с двойным сцеплением с двумя осевыми промежуточными валами; включена первая передача (воспроизведено с разрешения Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG)

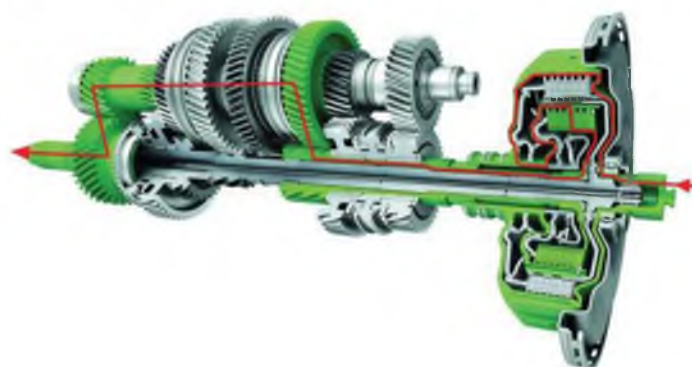


Рисунок 17.5 Трансмиссия с двойным сцеплением с двумя осевыми промежуточными валами; включена

переключения с одной передачи на другую путем одновременного включения одного сцепления и выключения другого сцепления. Недостаток бесперебойной трансмиссии с двойным сцеплением состоит в том, что она немного больше и имеет немного больший вес, чем механическое переключение передач (эффективность механической коробки передач и трансмиссии с двойным сцеплением схожи), но, что касается комфорта переключения, система двойного сцепления сравнима с автоматической коробкой передач. Другое преимущество заключается в том, что ускоряющая способность выше, чем у механической коробки передач с прерыванием тяговых усилий на колесах.

На Рисунках 17.4 и 17.5 показана другая конструкция с двумя осевыми входными валами и двумя осевыми промежуточными валами. На Рисунке 17.4 включена первая передача, а на Рисунке 17.5 вторая передача. Эта конструкция использует два многодисковых смазанных сцепления; внешняя для первой, третьей и пятой передач, а внутренняя муфта для второй, четвертой и шестой передач. Седьмая передача включается не с помощью промежуточного вала, а напрямую соединя входной и выходной валы.

Неотъемлемой частью однодискового сцепления является диск сцепления. Пример показан на Рисунке 17.6. Помимо основных частей, Рисунок также показывает некоторые дополнительные функции. Прежде всего, к диску прикреплен центробежный маятниковый гаситель (см. Раздел 9.2.2). Все четыре массы используются для массы маятника. Кроме того, накладка сцепления не жестко соединена с выходом сцепления, а соединена четырехступенчатым устройством демпфирования крутильных пружин. Четыре этапа выполнены с помощью 16 пружин, восемь из которых являются вложенными (внутренние пружины не могут быть четко видны на рисунке). Между внутренними пружинами и диском имеется зазор, что означает, что внутренние пружины активны только после определенного кручения. В результате получается кусочно-линейная функция момент-угол $M = M(\alpha)$, как показано на рисунке 17.7. Эффективная жесткость, C_i^* ($i = 1, \dots, 4$), в ступенях и точках переключения, α_i^* , между ступенями i и $i+1$ на кривой жесткости отличается от жесткости, C_i и зазоров, α_i , приведенный в правой части рисунка 17.7. Например, следующее:

$$C_1^* = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} \text{ and} \quad (17.1)$$

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \frac{C_1}{C_1^*}. \quad (17.2)$$



Рисунок 17.6 Диск сцепления с демпфером кручения и центробежным маятниковым амортизатором
(воспроизведено с разрешения Schaeffler)

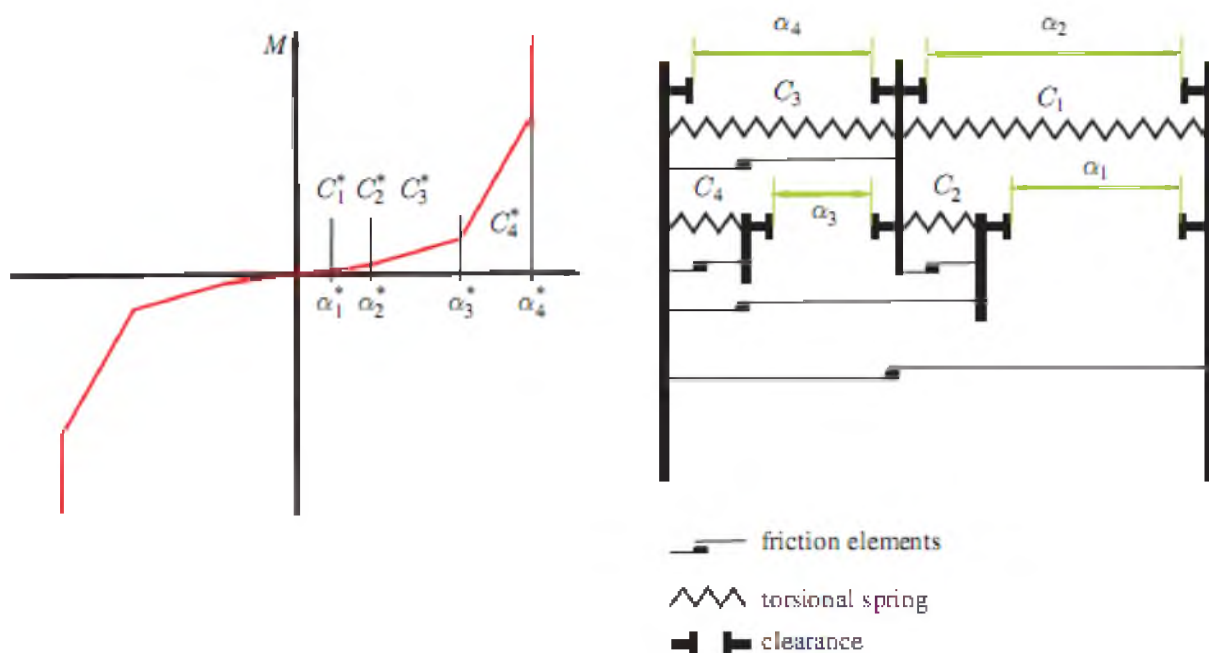


Рисунок 17.7 Принцип работы диска сцепления с многоступенчатым демпфером крутильных колебаний

Аналогичные соотношения справедливы и для других значений C^* и α^* . Значения жесткости C_1 и C_2 играют роль устройства предварительного гашения. Элементы кулоновского трения отвечают за рассеяние энергии и гистерезис в системе. Это означает, что характерная линия, изображенная на левой стороне рисунка 17.7, должна быть расширена до области угловых моментов вокруг кривой.

Другим устройством для уменьшения вибрации в трансмиссии, особенно для уменьшения колебаний момента и угловой скорости, которые индуцируются двигателем внутреннего сгорания, является маховик. Жесткий маховик может уменьшить эти колебания из-за своей инерции. Лучшей эффективности в уменьшении этих колебаний можно достичь с помощью двухмассового маховика, пример которого показан на рисунке 17.8. В этом устройстве масса делится на две части. Эти части соединены пружинными пружинами с трением, возникающим между частями. Это означает, что двухмассовый маховик является поглотителем вибрации (см. Раздел 9.2.1). Более того, массы центробежного маятников поглотителя можно увидеть на рисунке 17.8. Они прикреплены на стороне двигателя двухмассового маховика. Цель – зависящая от скорости частота поглощения (см. Раздел 9.2.2).

17.2 Трансмиссия

Различные конструкции трансмиссии используются в легковых автомобилях. Рисунок 17.9 дает обзор обычных конструкций (см. Наунхаймер, 2011).

В механических коробках передач переключение передач и включение/выключение сцепления выполняются вручную. Две конструкции промежуточного вала в основном используются в легковых автомобилях: одноступенчатая и двухступенчатая коробка передач с промежуточным валом. В одноступенчатых трансмиссиях момент передается от входного к промежуточному валу, который также является выходным валом.



Рисунок 17.8 Двухмассовый маховик с центробежным маятниковым поглотителем (воспроизведено с разрешения Schaeffler)



Рисунок 17.9 Обзор трансмиссий легковых автомобилей

В двухступенчатых передачах промежуточного вала входной и выходной валы являются коаксиальными, а промежуточный вал и входной или выходной валы соединены одной неподвижной парой зубчатых колес. Одноступенчатые трансмиссии в основном используются в переднеприводных автомобилях с двигателями впереди. В этой конфигурации последняя передача с дифференциалом интегрирована в трансмиссию. Двухступенчатая трансмиссия часто используется для автомобилей с задним приводом и двигателями спереди. В этой конфигурации дифференциал расположен на задней оси.

Простая двухступенчатая коробка передач с промежуточным валом показана на рисунке 17.10. Зубчатые колеса соединены между собой синхронизаторами с валами. Различные передаточные числа достигаются путем соединения шестерен с выходным валом или путем непосредственного соединения входного и выходного валов. В последнем случае передаточное число трансмиссии равно

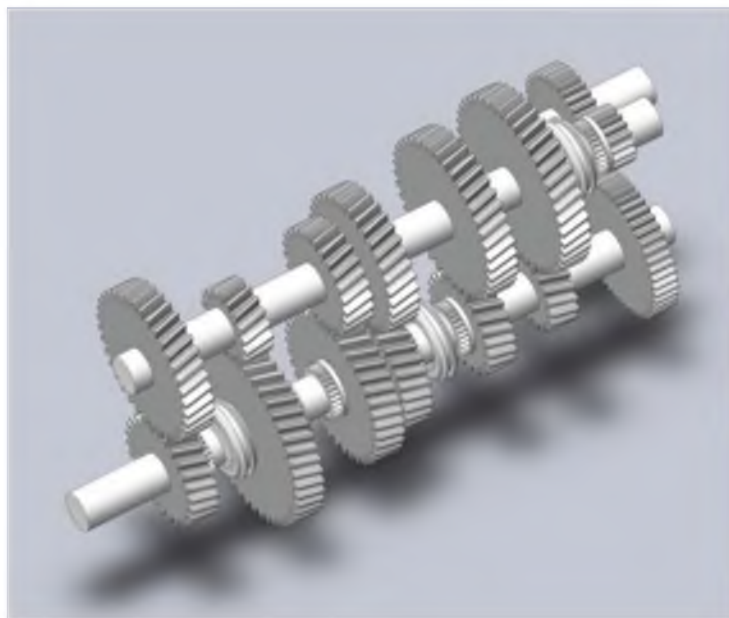


Рисунок 17.10 Двухступенчатая коробка передач с промежуточным валом с пятью передачами (пятая передача с прямой трансмиссией)

единице. Для передачи заднего хода требуется дополнительный вал.

В полуавтоматических ручных трансмиссиях включение или выключение сцепления или переключение передач могут быть автоматизированы. Поскольку в этом типе передачи автоматизирован только один процесс, эти передачи называются полуавтоматическими. Одним из первых примеров стал VW в 1967 году, в котором три пары шестерен были дополнены гидродинамическим гидротрансформатором. В этой автоматической трансмиссии переключение передач осуществлялось вручную. Полуавтоматы не используются во многих автомобилях.

Автоматические коробки передач можно разделить на обычную автоматическую трансмиссию с гидродинамическим гидротрансформатором и планетарными передачами, а также на двойные сцепления и обычные коробки передач с промежуточными валами.

Первый тип состоит из гидродинамического гидротрансформатора с блокировочной муфтой (в современных автомобилях). Последний блокирует турбину и рабочее колесо в неконверсионном режиме гидродинамического преобразователя для повышения эффективности. Планетарные передачи дополняются тормозами и сцеплениями для достижения различных передаточных отношений.

Пример автоматической коробки передач показан на рисунке 17.11. Эта трансмиссия состоит из четырех планетарных передач и пяти тормозов и сцеплений. Целью трансмиссий с большим числом передаточных отношений является, во-первых, достижение сбалансированной подачи мощности и тягового усилия, а во-вторых, достижение высоких значений эффективности в широком диапазоне скоростей и потребности в мощности (или потребности в тяговом усилии). Различные передаточные числа достигаются с помощью комбинации активаций тормоза и/или сцепления.

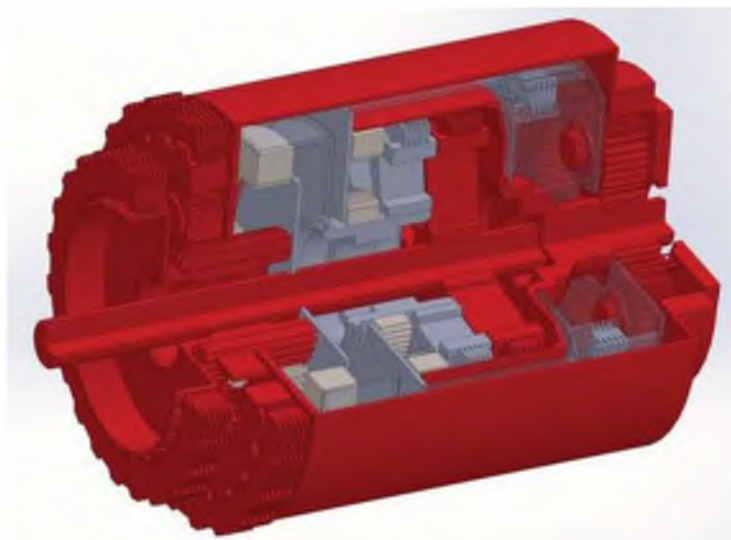


Рисунок 17.11 Автоматическая коробка передач, 8 передач, первая передача включена

Одним из важнейших элементов автоматической коробки передач является гидродинамический гидротрансформатор (или Trilok-преобразователь), который разъясняется ниже.

Эти гидрокинетические трансмиссии работают как в качестве сцепления, так и в качестве трансмиссии, поэтому с точки зрения различий в угловых скоростях преобразователь Trilok является одновременно и муфтой, и трансмиссией.

Одной из характеристик данного преобразователя является то, что он состоит из трех вращающихся элементов: рабочего колеса (или колеса насоса), турбины и статора. Центральной частью преобразователя Trilok, который обеспечивает преобразование крутящего момента и скорости, является статор, который монтируется с помощью односторонней муфты к корпусу и, следовательно, к кузову автомобиля. Рабочее колесо соединено с входным валом (с двигателем), а турбина соединена с выходным валом (с коробкой передач). Рисунок 17.12 изображает пример преобразователя Trilok.

Есть два основных режима, в которых работает преобразователь.

В первом режиме, режиме преобразования крутящего момента и угловой скорости, угловая скорость рабочего колеса явно больше угловой скорости турбины (угловая скорость может даже быть нулевой для запуска автомобиля). В этом режиме жидкость течет к задней части лопаток статора, и поэтому односторонняя муфта блокирует и предотвращает вращение статора. Блокирующее действие означает, что между корпусом и статором существует момент.

Во втором режиме статор вращается свободно, и между статором и корпусом нет момента.



Рисунок 17.12 Trilok преобразователь с центробежным поглотителем и сцеплением (воспроизведено с разрешения Schaeffler)

Если крутящий момент рабочего колеса M_i , турбины M_t и статора M_s , то эти крутящие моменты находятся в равновесии:

$$M_i + M_t + M_s = 0. \quad (17.3)$$

Когда статор заблокирован, мы имеем

$$M_s \neq 0 \rightarrow |M_t| = |M_i + M_s| > |M_i| \quad (17.4)$$

и когда статор не заблокирован:

$$M_s = 0 \rightarrow |M_t| = |M_i|. \quad (17.5)$$

В режиме преобразования крутящий момент и угловые скорости входного и выходного валов преобразователя не совпадают. Крутящий момент усиливается, как показано в уравнении (17.4). Характеристическая кривая преобразования показана на Рисунке 17.13. Здесь входной и выходной крутящий момент T_{in} и T_{out} делятся на номинальный крутящий момент T_o .

Трансмиссия другого типа или гидротрансформатор - это так называемая бесступенчатая трансмиссия (вариатор), сокращенно CVT. Существуют разные возможности для вариаторов. Здесь описана одна форма, которая состоит из стальной цепи (без ремня) между двумя шкивами с регулируемой скоростью (см. Рисунок 17.14). Шкивы регулируемые, что означает, что могут быть достигнуты бесступенчатые переменные передаточные числа. Для передачи высоких моментов напряжение в цепи должно быть высоким. Принцип действия

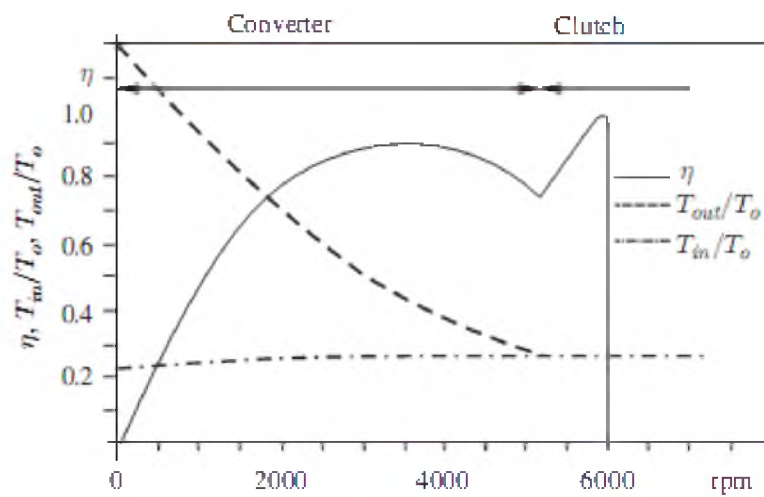


Рисунок 17.13 Характеристическая кривая преобразователя Trilok

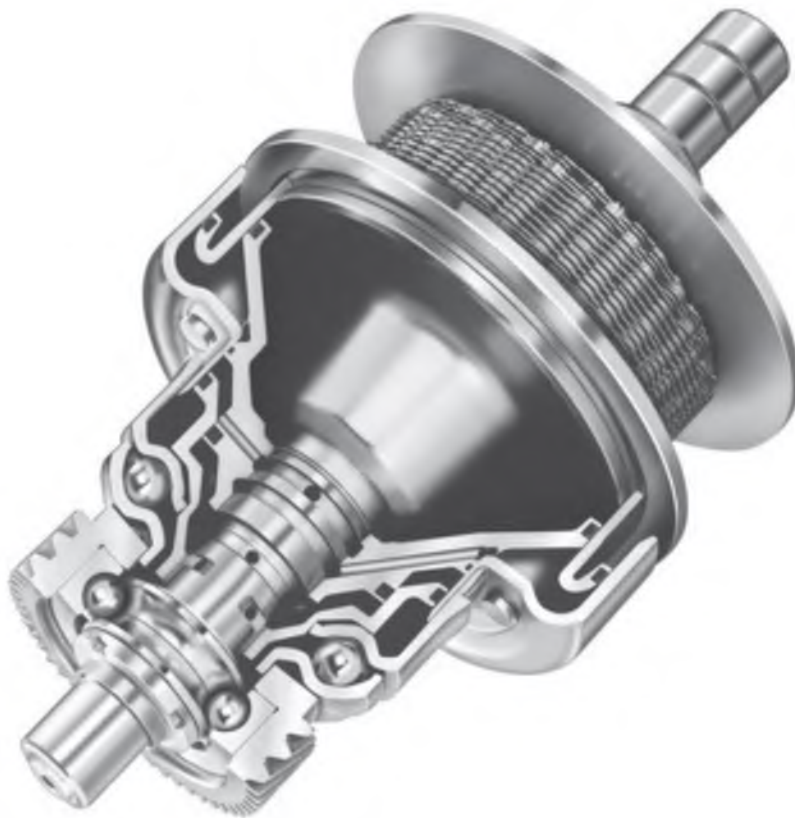


Рисунок 17.14 Один шкив и часть цепи вариатора (воспроизведено с разрешения Schaeffler)

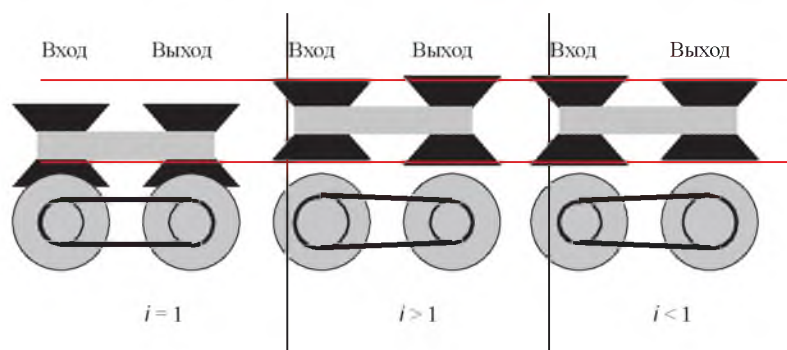


Рисунок 17.15 Принцип работы вариатора (CVT)

изображен на Рисунке 17.15. В зависимости от относительных смещений двух частей шкива действуют разные радиусы шкива, что приводит к переменному передаточному отношению. С вариатором, двигатель, особенно двигатель внутреннего сгорания, может работать в областях с высокой эффективностью, изменение частоты вращения двигателя не требуется. В последние годы некоторые аспекты вариаторов были улучшены, причем примеры - это максимальный передаваемый момент и эффективность. Альтернативой обычному механическому вариатору является электронный вариатор (eCVT), в котором крутящий момент передается с помощью электромагнитных сил.

17.3 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Какова функция преобразователя скорости?
2. Какие есть возможности для гашения вибрации в трансмиссии?
3. Как добиться бесперебойной передачи?
4. Определите различные типы гидротрансформаторов.

Амортизаторы, пружины и тормоза

В данной главе объясняется конструкция амортизаторов в Разделе 18.1, активных вертикальных систем в Разделе 18.2, пружин подвески в Разделе 18.3 и тормозов в Разделе 18.4.

18.1 Амортизаторы

В автомобильной промышленности чаще всего используются одно- и двухтрубные амортизаторы.

На Рисунке 18.1 показана принципиальная схема однотрубного амортизатора. Газ находится под давлением до 25 бар. Высокое давление внутри амортизатора предназначено для предотвращения кавитации и пенообразования. Движение стержня поршня заставляет поршень амортизатора двигаться вверх и вниз. Во время таких движений масло протекает либо через клапан сжатия (2), либо через клапан возврата (1), при этом два клапана обычно имеют разные характеристики сжатия и возврата. Разделительный поршень между маслом и газом изолирует газ от масла. Объем газа необходим для компенсации объема стержня поршня, который перемещается внутри рабочего цилиндра во время сжатия. Из-за высокого внутреннего давления особые требования предъявляются к мастике. Поток через клапаны для сжатия показан на Рисунке 18.2, а для обратного хода на Рисунке 18.3.

Одним из преимуществ однотрубного амортизатора является то, что он может быть установлен любой ориентации. Недостатками являются дополнительные затраты по сравнению с двухтрубным амортизатором из-за более высокой точности изготовления и необходимой герметичности. Еще одним преимуществом является эффективное охлаждение масла. Статическое давление, действующее на стержень поршня, означает, что статическая сила действует постоянно. Если принять давление 25 бар и радиус стержня поршня 6 мм, данная сила составит около 280 Н.



Рисунок 18.1 Однотрубный амортизатор

Динамика легкового автомобиля, Издание первое. Мартин Мейверк.

© 2015 TOO John Wiley & Sons. Опубликовано в 2015 году TOO John Wiley & Sons. Сопутствующий сайт:

www.wiley.com/go/mevwerk/vehicle



Рисунок 18.2 Однотрубный амортизатор: детали потока для сжатия (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

Амортизаторы, пружины и тормоза



Рисунок 18.3 Однотрубный амортизатор: детали потока для обратного хода (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

На Рисунке 18.4 показана базовая конструкция двухтрубного амортизатора с клапаном сжатия (1) и клапаном обратного хода (2). Здесь масло не находится под статическим давлением. Следовательно, требования, предъявляемые к мастикам и точности изготовления, не так высоки, как для однотрубного амортизатора. Между внешним и внутренним цилиндрами находится компенсирующий цилиндр. Компенсирующий цилиндр необходим для компенсации объема стержня. Масло течет либо через клапан сжатия (4), либо через клапан обратного хода (3) в или из компенсирующего цилиндра, который наполовину заполнен маслом. Оставшаяся часть компенсирующего цилиндра используется для поглощения масла при расширении (возможны температуры до 120 °С). Двухтрубные амортизаторы нельзя устанавливать в произвольной ориентации; в противном случае воздух из компенсирующего цилиндра будет втягиваться в рабочую камеру во время обратного хода.

Поток через клапаны для сжатия показан на Рисунке 18.5, а для обратного хода на Рисунке 18.6.

Используются некоторые специальные типы амортизаторов. Одним из них является блок стойки подвески, который содержит пружину подвески и амортизатор. Данная стойка используется в так называемой колесной подвеске McPherson. Поскольку спиральная пружина не может значительно передавать силы или моменты в радиальном направлении, амортизатор должен это делать. В результате диаметр стержня поршня должен быть больше диаметра обычного амортизатора.

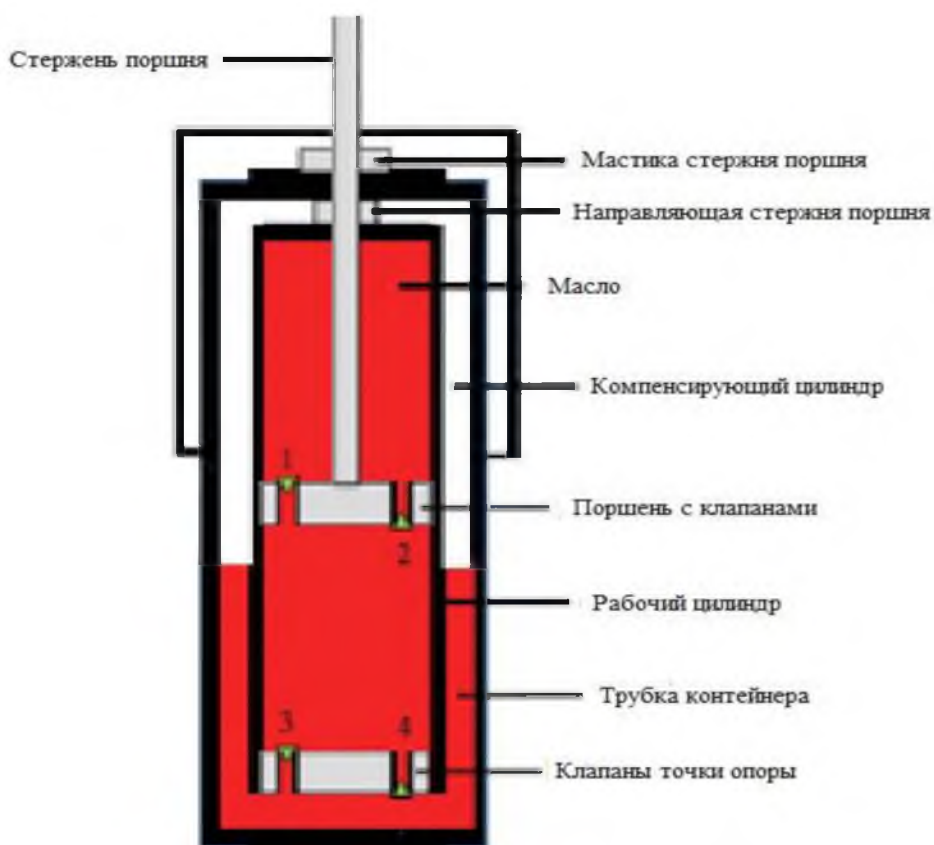


Рисунок 18.4 Двухтрубный амортизатор



Амортизаторы, пружины и тормоза

Рисунок 18.5 Двухтрубный амортизатор: детали потока для сжатия (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

Электронная система непрерывного управления демпфированием (CDC) - это особая форма самонастраивающейся системы амортизации. Помимо поршневого клапана и клапана точки опоры, в данном амортизаторе присутствует третий, пропорциональный клапан. Такой дополнительный регулируемый клапан контролирует поток в шунтирующем направлении тока, который достигается с помощью дополнительной трубки управления. Пропорциональный клапан может регулироваться электронным способом в зависимости от таких факторов, как дорога или колебания.



Рисунок 18.6 Двухтрубный амортизатор: детали потока для обратного хода (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)



Рисунок 18.7 Пропорциональный клапан в CDC (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

Динамика легкового автомобиля

Поток через данный регулируемый клапан показан на Рисунке 18.7. Данный тип демпфирования называется самонастраивающимся, потому что можно контролировать только демпфирующие характеристики, но нет никакого способа активно влиять на систему, а это означает, что данный метод не способен подавать энергию или мощность в систему. Амортизатор CDC используется в так называемой системе амортизации Skyhook, которая описана в Разделе 18.2.2. Данная система контролирует демпфирование, чтобы изолировать колебания колеса от корпуса. Такая изоляция возможна только частично, потому что амортизатор является рассеивающим, то есть амортизатор не преобразует электрическую энергию в механическую. Следовательно, амортизатор остается пассивной системой, но его характеристики можно самонастраивать.

18.2 Идеальная активная подвеска и демпфирование skyhook

В этом разделе рассматриваются некоторые детали активного контроля кузова. Сначала мы рассмотрим идеальное активное управление кузовом, а во втором подразделе мы рассмотрим так называемое демпфирование скайхука.

18.2.1 Идеальная активная подвеска

Идеальная означает, что мы предполагаем привод, который может создавать произвольные силы или смещения. Этот привод действует между колесом и кузовом (см. Рисунок 18.8; в этом разделе мы предпочитаем индексы 1 и 2 вместо w и b).

Сила привода F ; сиденье и водитель не включены в это рассмотрение принципа работы. Механическая система описывается следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$m_2 \ddot{z}_2 = F, \quad (18.1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 = -F + k_1 h. \quad (18.2)$$

Мы предполагаем, что эта система возбуждается по гармонично неровной дороге. Неровная дорога описывается гармонической сложной функцией h , причем релевантной является только действительная часть. Поскольку в основном мы имеем дело с амплитудами в конце вывода, этого рассмотрения достаточно. Возбуждение во временной области

$$h = \hat{h} e^{i\omega t}. \quad (18.3)$$

Если $\kappa = 2\pi / L$ - волновое число гармонически неровной дороги, а v - скорость автомобиля, то угловая частота времени равна $\omega = \kappa v$. Поскольку возбуждение системы линейных дифференциальных уравнений является гармоническим, зависящие от времени переменные также являются гармоническими:

$$z_1 = \hat{z}_1 e^{i\omega t}, \quad (18.4)$$

$$z_2 = \hat{z}_2 e^{i\omega t}, \quad (18.5)$$

$$F = \hat{F} e^{i\omega t}, \quad (18.6)$$

$$F_z = \hat{F}_z e^{i\omega t}. \quad (18.7)$$

Последняя переменная, F_z , - это динамическая нагрузка на колесо, которая означает только гармоническую часть, а не статическую нагрузку. Нагрузка на колесо является результатом деформации колеса.

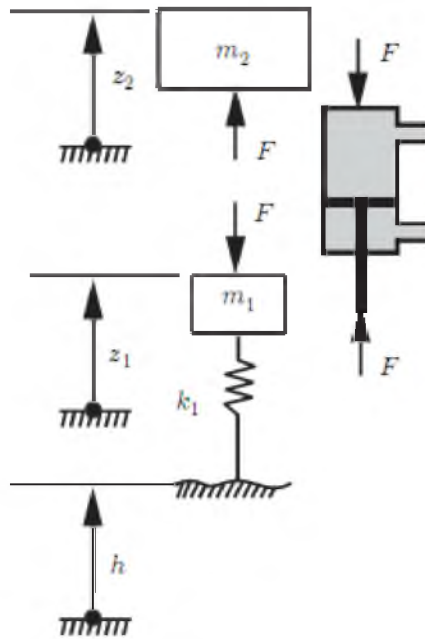


Рисунок 18.8 Идеальное активное управление кузовом (привод перемещается собственными силами)

Жесткость колеса k_1 . Далее получаем

$$\hat{F}_z = k_1(\hat{h} - \hat{z}_1). \quad (18.8)$$

Решение этого уравнения для $\hat{z}_1$ дает

$$\hat{z}_1 = \hat{h} - \frac{1}{k_1} \hat{F}_z. \quad (18.9)$$

Результат подстановки $\hat{z}_1$ в уравнение (18.2) (подставим $z_1 = -\omega^2 z_1 e^{i\omega t}$ и разделим на $e^{i\omega t} \neq 0$)

$$-m_1 \omega^2 \hat{z}_1 + k_1 \hat{z}_1 = -\hat{F} + k_1 \hat{h} \quad (18.10)$$

т.е.

$$\hat{F} = \hat{F}_z \left(1 - \frac{m_1}{k_1} \omega^2 \right) + m_1 \omega^2 \hat{h}. \quad (18.11)$$

Уравнение (18.11) содержит комплексные амплитуды силы привода, F , нагрузки на колесо, F_2 и неровной дороги, h . Введем соотношение частот ($\omega_\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ - собственная частота колеса):

Это соотношение можно использовать для перезаписи уравнения (18.11):

$$\hat{F} = \hat{F}_z(1 - \eta_1^2) + k_1 \eta_1^2 \hat{h}. \quad (18.13)$$

В этом уравнении очевидно, что фаза между тремя комплексными амплитудами может быть выбрана как выгодная или невыгодная. Мы рассмотрим два крайних случая.

Первый. случай $F = 0$. В этом случае привод управляется таким образом, чтобы между телом и колесом не было динамической силы (статическая сила, конечно, действует между кузовом и колесом). Эта исчезающая сила $F = 0$ приводит к исчезновению ускорения тела, что приводит к нулевому значению комфорта и, следовательно, к оптимальному уровню комфорта. Следствие для комплексной амплитуды нагрузки на колесо можно увидеть в следующем уравнении, которое мы получаем из (18.11):

$$\hat{F}_z = -k_1 \frac{\eta_1^2}{1 - \eta_1^2} \hat{h} . \quad (18.14)$$

Знаменатель $1 - \eta_1^2$ становится равным нулю, если частота возбуждения равна

$\omega = \sqrt{k_1/m_1}$ что означает то состояние, в котором система возбуждается с собственной частотой вращения колеса. Это приводит к делению на ноль; если учитывать демпфирование, это приводит к очень высоким значениям амплитуды нагрузки колеса $\hat{F}$. Следствием оптимального комфорта являются очень плохие (или бесконечно плохие) значения безопасности.

Второй крайний случай - оптимальная безопасность, что означает исчезновение динамических нагрузок на колеса. Из (18.11) с $F_z = 0$

$$\hat{F} = k_1 \eta_1^2 \hat{h} . \quad (18.15)$$

Если частота возбуждения равна собственной частоте вращения колеса ($\eta_1 = 1$), то неровная дорога воздействует на кузов так, что между корпусом и колесом действует только жесткость колеса. Поскольку жесткость колеса очень высока, этот случай приводит к очень высоким усилиям и, следовательно, к низким значениям комфорта. Если мы посмотрим на амплитуды $\hat{h}$, мы знаем из стохастического описания неровной дороги, что спектральная плотность

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} . \quad (18.16)$$

уменьшается с Ω^{-w} , где величина w равна 2. Отсюда следует, что амплитуды $\hat{h}$ ведут себя как или как функции угловой част $\sqrt{\Omega^{-w}} = \Omega^{-w/2}$ амплитуды $\hat{h}$ уменьшаются аналогичным образом как $\omega^{-w/2}$. Поскольку $\eta^2 = \omega^2 / \omega_w^2$ и $w \approx 2$, амплитуда $\hat{F} = k_1 \eta_1^2 \hat{h}$ возрастает примерно линейно с $\omega^{2-w/2}$, поэтому комфорт станет бесконечно $\hat{F} = k_1 \eta_1^2 \hat{h}$, а идеальной безопасности.

Возможен только компромисс. Выбор подходящих фаз между тремя комплексными амплитудами позволяет получить следующее уравнение:

$$|\hat{F}| + |\hat{F}_z(1 - \eta_1^2)| = |k_1 \eta_1^2 \hat{h}| , \quad (18.17)$$

В общем случае справедливо следующее уравнение:

$$|\hat{F}| + |\hat{F}_z(1 - \eta_1^2)| \geq |k_1 \eta_1^2 \hat{h}| . \quad (18.18)$$



Рисунок 18.9 Активная вертикальная система Mercedes S-Class (воспроизведено с разрешения Daimler AG)

Это означает, что в случае оптимальных фаз (18.17) распределение сил F и F_z может быть выбрано только в пределах

В целом очевидно $|k_1 \eta_1^2 \tilde{h}|$. Конфликт между комфортом и безопасностью сохраняется даже для идеального активного привода.

Рисунок 18.9 показывает систему активных пружин для Mercedes S-Class. Активные элементы (например, активное управление кузовом от Mercedes) могут использовать гидравлические приводы, но также возможны и электрические приводы. С этим типом привода можно аппроксимировать идеальные фазы уравнения (18.17).

18.1.1 Гасители Skyhook

Демпфирующие свойства гасителей Skyhook могут изменяться непрерывно¹. Эти свойства возможны благодаря использованию пропорциональных клапанов для достижения гидравлического управляемого шунта. Ускорения кузова и колес входят в алгоритм управления, так что каждое колесо может управляться индивидуально. Если, кроме того, должны быть затронуты движения тангажа и крена, отдельные контроллеры колес должны быть подключены к центральному контроллеру для управления кузовом.

Решающую роль в конфликте между безопасностью и комфортом играет гаситель между колесом и кузовом: демпфирующие силы влияют как на комфорт, так и на безопасность.

Одним из выходов из этого конфликта будет амортизатор для кузова, который не действует на колесо. Поскольку нет возможности прикрепить гаситель к кузову и точке окружающей среды, мы предполагаем, что мы можем прикрепить один конец демпфера к корпусу, а другой конец - к воображаемому крюку в небе (что невозможно в реальности, но мы стремимся изучить, можно ли улучшить комфорт). Этот гаситель Skyhook можно отрегулировать для достижения хороших значений комфорта, и выбор постоянной демпфирования не повлияет на безопасность, потому что демпфирующая сила не будет действовать на колесо.

Этот вид гасителя Skyhook изображен на рисунке 18.10 (а). Гаситель Skyhook расположен между кузовом и небом, но демпфера между колесом и кузовом нет. Константу демпфирования можно выбирать независимо от требований безопасности. В следующих разделах мы отвечаем на вопрос о том, можно ли разместить демпфер между колесом и кузовом, который ведет себя примерно или даже точно так же, как система небесного крюка. Это требование выполняется, если сила гасителя Skyhook, F_{dsky} , равна силе обычного демпфера, F_d , где

$$F_{dsky} = b_{sky} \dot{z}_2, \quad (18.19)$$

$$F_d = b_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1), \quad (18.20)$$

¹ Выводы формул в этом подразделе близки монографии Мичке и Валленовиц, 2004

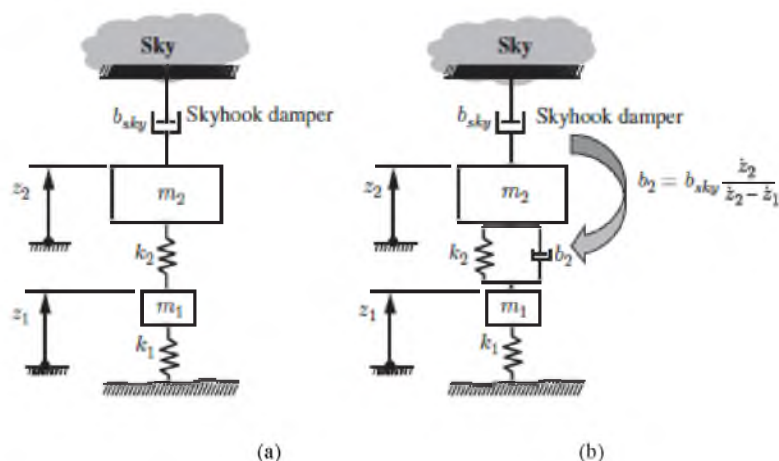


Рисунок 18.10 Амортизатор Skyhook (по материалам Мичке и Валленовиц 2004)

$P_{\text{dsky}} = F_d(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$ и заменяя b_2 by (18.21)):

$$P_{\text{dsky}} = F_{\text{dsky}}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (18.22)$$

$$= b_{\text{sky}} \dot{z}_2 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1). \quad (18.23)$$

Поскольку демпфер является пассивным элементом, мощность всегда должна быть положительной (демпфер способен преобразовывать только механическую энергию в тепло), что выполняется для $\dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0$. (18.24)

Это требование эквивалентно условию, что зависящая от скорости постоянная демпфирования, b_2 (см. Уравнение (18.21)), должна быть положительной (если мы умножим (18.21) на $(\dot{z}_2 - \dot{z}_1)^2 \geq 0$, эквивалентность очевидна, деление на ноль здесь не рассматривается). Отрицательное значение невозможно для пассивного демпфера. Это означает, что демпфер Skyhook может быть достигнут только для скоростей, которые удовлетворяют условию

$$\dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0. \quad (18.25)$$

Возвращаясь к рисунку 18.10 (а), мы можем ясно видеть, что колесо вообще не демпфируется, что может привести к высоким значениям колебаний нагрузки на колесо. Чтобы избежать этих колебаний, вводится дополнительный обычный демпфер (постоянная демпфирования b_2). Тогда демпфирующие силы двух демпферов

$$F_{d \text{ tot}} = b_{\text{sky}} \dot{z}_2 + \bar{b}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (18.26)$$

$$= \left(b_{\text{sky}} \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_2 - \dot{z}_1} + \bar{b}_2 \right) (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \text{ for } \dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) > 0$$

$$F_{d \text{ tot}} = \bar{b}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \text{ for } \dot{z}_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) < 0. \quad (18.27)$$

Благодаря такой комбинации демпферов теперь можно регулировать демпфирование, чтобы получить хорошие значения комфорта и низкие колебания нагрузки на колесо. Для управления частью демпфера, рассчитанного на skyhook, необходимы скорости $\dot{z}_2$ тела и $\dot{z}_1$ колеса. Это означает, что два датчика для управления одним колесом должны быть встроены в автомобиль.

Рисунок 18.11 показывает аппаратную часть демпфирующей системы Skyhook (CDC): она включает датчик ускорения для колеса и ускорения кузова, блок управления и пропорциональный клапан. Рисунок 18.12 показывает демпфер Skyhook. Клапан для управления характеристиками демпфирования виден в левой нижней части.

18.2 Пружины подвески

В автомобилях для соединения колесной опоры и кузова используются различные виды пружин. В пассажирских транспортных средствах может произойти перемещение пружины ± 100 мм. В основном используются винтовые пружины (редко листовые рессоры), но также можно найти пневматические пружины и торсионные стержни.



Рисунок 18.11 CDC: непрерывный контроль демпфирования (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

Листовые пружины (рессоры) и торсионные стержни играют особую роль, поскольку они также могут использоваться в качестве подвесных звеньев. Подвески с рессорной или торсионной подвеской можно найти в транспортных средствах большой грузоподъемности, но редко в новых легковых автомобилях. Винтовые и пневматические пружины не подходят для замены звеньев подвески. В дополнение к этим пружинам (воздух, лист, катушка и торсион) в подвеске также используются резиновые втулки для снижения шума и вибрации. Листовые пружины (см. пружину 6 на рисунке 18.13) - это изгибающие балки с очень низким вторым моментом площади, в котором прогибы большие. Ламинированные листовые пружины различной длины или листовые пружины с переменным поперечным сечением (параболический профиль) уменьшают изгибающие напряжения в конечных точках зажима.

Рисунок 18.13 показывает листовую пружину и спиральные пружины.

Спиральная пружина представляет собой спиральный торсион. Рисунок 18.13 показывает несколько разных конструкций. Основная форма - цилиндрическая (1) с постоянным диаметром проволоки и средним диаметром пружины. Рабочая характеристика (то есть сила против прогиба) является линейной.

Нелинейная, прогрессивная характеристика достигается при постоянном диаметре проволоки и катушки, но с переменным шагом. Когда пружина отклоняется, количество активных витков уменьшается из-за переменного шага, и, следовательно, получается прогрессивная характеристика (см. пружину 2 на рисунке 18.13). Прогрессивная характеристическая кривая также является результатом последовательного расположения двух разных пружин (пружина 3). Наибольшее число степеней свободы для создания характеристики пружины обеспечивается цилиндрической пружиной, где шаг, диаметр проволоки и средний диаметр пружины не постоянны (пружина 4).



Рисунок 18.12 Амортизатор CDC (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

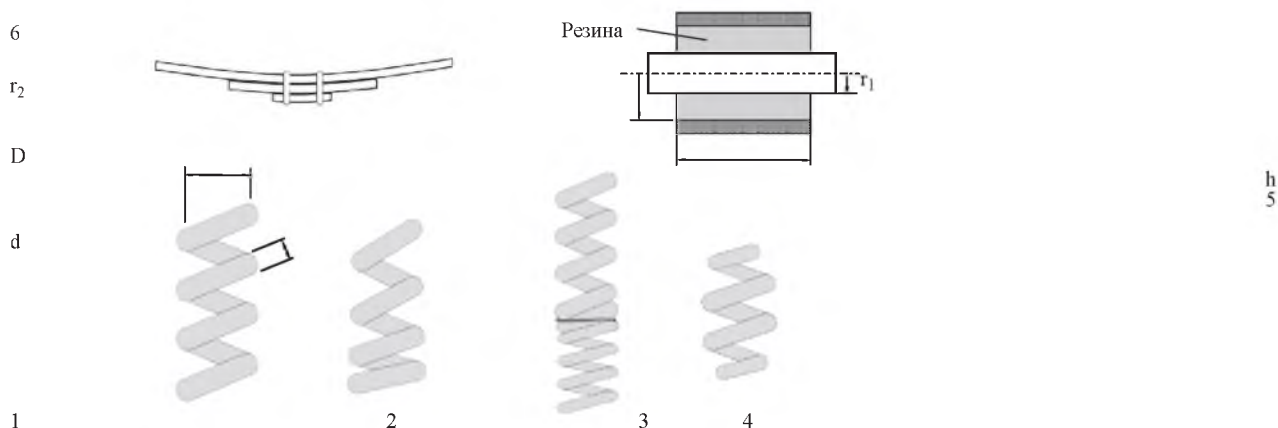


Рисунок 18.13 Пружины подвески

Жёсткость упругого элемента пружины с постоянным диаметром проволоки d , средним диаметром пружины D и n активных витков равна (где G - модуль сдвига)

$$c = \frac{Gd^4}{8nD^3} . \quad (18.28)$$

Резиновые втулки (см. пружину 5 на рисунке 18.13) можно найти в качестве дополнительных упругих компонентов в автомобилях, например, в соединениях между рычагами подвески и кузовом или подрамником, в опорах двигателя или коробки передач, в опорах стабилизатора поперечной устойчивости или крепления амортизаторов (например, для стоек McPherson). Основные жесткости резиновых втулок: осевая c_a , радиальная c_r и крутильная c_φ :

$$c_a = \frac{2\pi hG}{\ln(r_2/r_1)} , \quad (18.29)$$

$$c_r = \frac{k7.5\pi hG}{\ln(r_2/r_1)} , \quad (18.30)$$

$$c_\varphi = \frac{4\pi hG}{(1/r_1^2 - 1/r_2^2)} . \quad (18.31)$$

Поправочный коэффициент k зависит от отношения высоты h к толщине каучука $s = r_2 - r_1$. Для $h/s = 0$ коэффициент равен 1, и k увеличивается последовательно до 2,1 при $h/s = 5$. Модуль сдвига G увеличивается с твердостью H по Шору А (G в Н/мм², H в Sh A; ср. Баттерманн и Кёлер 1982):

$$G = 0.086 \times 1.045^H . \quad (18.32)$$

В гидропневматических и воздушных пружинах жесткость определяется фиксированным или переменным количеством газа (азота или воздуха). Объем газа изменяется во время изменяющегося хода джона. Принцип функционирования показан на рисунке 18.14.

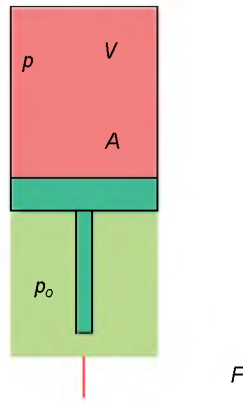


Рисунок 18.14 Принцип действия пневматической пружины

Сила F , действующая на поршень, равна

$$F = A(p - p_o) . \quad (18.33)$$

Здесь p - давление внутри сильфона, p_o - давление снаружи, а A - площадь поперечного сечения. Давление p внутри газовой пружины увеличивается, когда объем становится меньше, и уменьшается, когда объем становится больше.

В зависимости от скорости изменения объема температура остается практически постоянной (что называется изотермическим изменением состояния) или изменяется. Изотермическое изменение состояния может быть описано

$$pV = \text{const} . \quad (18.34)$$

Если объем изменяется очень быстро, теплообмена с окружающей средой практически не происходит. Следовательно, это изменение состояния называется адиабатическим, которое описывается следующим уравнением: ($\kappa \approx 1,4$ для воздуха):

$$pV^\kappa = \text{const} . \quad (18.35)$$

В общем, соотношение между давлением p и объемом V описывается политропным уравнением

$$pV^n = \text{const} . \quad (18.36)$$

Здесь n - показатель политропы, который составляет от 1 (изотермический) до 1,4 (адиабатический). Показатель политропы возрастает с увеличением скорости.

Характеристика газовой пружины не является линейной, но градиент, dF / ds , силы пружины, F , может быть получен в зависимости от перемещения отскока s . Начиная с

получим

$$F = A \left(\frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - As)^n} - p_o \right) \quad (18.37)$$

$$\frac{dF}{ds} = A^2 n \frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - As)^{n+1}} . \quad (18.38)$$

Поскольку газ в сильфоне диффундирует, компрессор, который можно комбинировать с контролем отказов, является обязательным. Если скорости малы, этот контроль отказов может компенсировать изменения в отскоке.

Есть два типа газовых пружин. Те, которые с постоянным объемом газа и те, которые с постоянной массой газа.

Основные компоненты газовой пружины с постоянным объемом показаны на рисунке 18.15, а компоненты пневматической пружины с постоянной массой газа - на рисунке 18.16.

Поршень газовых пружин с постоянным объемом прижимается к сильфону,

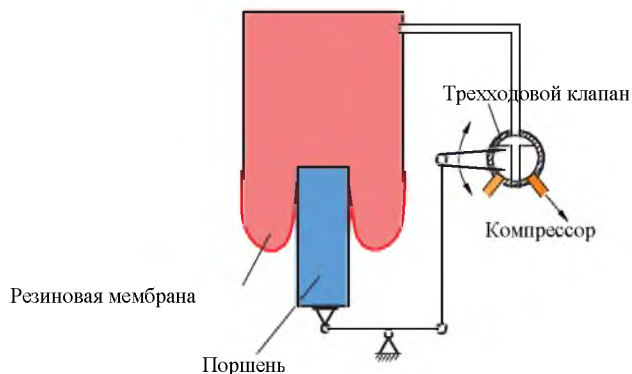


Рисунок 18.15 Принцип действия пневматической пружины с постоянным объемом

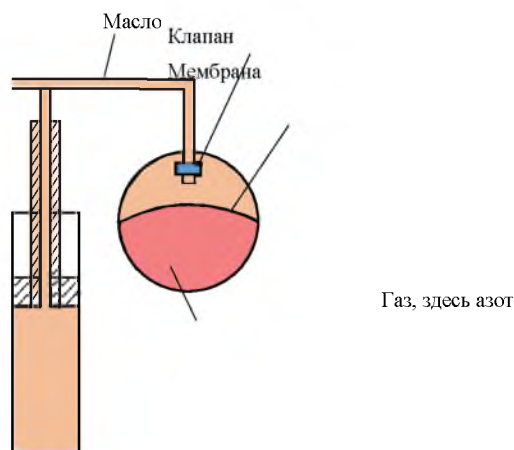


Рисунок 18.16 Принцип действия пневматической пружины с постоянной массой газа (гидропневматическая пружина)

в котором находится газ. Если автомобиль загружен, отскок отклоняется от контрольного значения, и трехходовой клапан соединяет газовую пружину с компрессором; последний увеличивает давление до тех пор, пока контрольное значение отскока не будет восстановлено. Разгрузка автомобиля приводит к сдуванию пневматической пружины.

Переделывая уравнение для градиента (18.38), получим $(p_0 V_0^n = p V^n$ и $(V_0 - A_s)^{n+1} = V^{n+1})$

$$\frac{dF}{ds} = A^2 n \frac{p}{V} . \quad (18.39)$$

Поскольку объем V остается постоянным, а статическое давление увеличивается пропорционально нагрузке, первая собственная частота f_1 не изменяется при загрузке или разгрузке автомобиля. Первая собственная частота - это четвертная модель автомобиля. Если предположить, что вес, mg , равномерно распределен по четырем колесам, давление в одной газовой пружине будет $p = mg / (4A)$. Первая собственная частота линейного осциллятора с одной массой (масса m и жесткость c) равна и,

и поэтому

$$f_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{dF/ds}{m/4}} \quad (18.40)$$

$$= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Ang}{V}}, \quad (18.41)$$

она не зависит от массы и, следовательно, от нагрузки.

Поскольку объем находится в знаменателе (18.41), первая собственная частота четвертной модели автомобиля с газовой пружиной с постоянным объемом не зависит от нагрузки, тогда как эта собственная частота увеличивается с ростом нагрузки в случае газовой пружины с постоянной массой (потому что объем становится меньше).

Объем внутри сильфона иногда слишком мал, чтобы достичь низкой первой собственной частоты (см. уравнение (18.41)), так что в некоторых газовых источниках дополнительный внешний объем присоединяется к основному объему (см. Рисунок 18.17). Связь между основным и внешним объемом может быть достигнута с помощью адаптивного клапана. Эта адаптация может использоваться для контроля характеристик демпфирования. Важным аспектом пневматической пружины является форма сильфона, поскольку резина становится очень жесткой на высоких частотах. Максимальное давление в пневматических рессорах лежит в районе 15 бар.

Пневматическая пружина без дополнительного объема показана на рисунке 18.18. Рисунок 18.19 показывает пневматическую пружину в колесной подвеске грузовика. В легковых автомобилях пневматические пружины с постоянным объемом можно найти в автомобилях в высших сегментах и

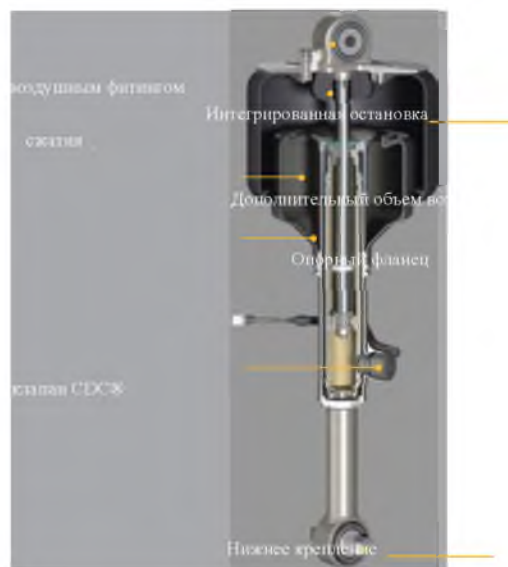


Рисунок 18.17 Пневматическая пружина с дополнительным объемом (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)



Рисунок 18.18 Пневматическая пружина без дополнительного объема (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)



Рисунок 18.19 Пневматическая рессора в подвеске колеса грузового автомобиля (воспроизведено с разрешения ZF Friedrichshafen AG)

тяжелых транспортных средствах, тогда как эта технология не распространена в компактных автомобилях.

Вторая форма пневматических пружин с постоянной массой газа старше, чем газовая пружина с постоянным объемом. Эту форму газовой пружины обычно называют гидропневматической пневморессорой, и она была введена Citroen в качестве широкого промышленного стандарта в 1950-х годах.

Базовую структуру можно увидеть на рисунке 18.16. Идея состоит в том, что газ (обычно азот в легковых автомобилях) отделен резиновой мембраной от гидравлического масла. Податливость пружины является результатом газа, в то время как гидравлическое масло очень жесткое. Есть некоторые преимущества этой формы пружины подвески. Характеристика пружины может быть настроена на очень слабую настройку, что обеспечивает высокий комфорт. Демпфирование может быть реализовано клапаном для масла. Когда клапан является переменным, доступна адаптивная характеристика демпфирования. Поскольку площадь поперечного сечения в гидравлической части обычно меньше, чем в пневматических рессорах с постоянным объемом, давление газа в гидропневматических рессорах должно быть выше (около 15–20 бар), чем давление в пневматических рессорах с постоянным объемом. Есть некоторые недостатки гидропневматической пружины. Поскольку характеристики пружины являются слабыми, эти системы обычно должны дополняться гидравлическим насосом, чтобы компенсировать уменьшение зазора шасси при загрузке транспортного средства. Хотя это требует дополнительных усилий, оно сопоставимо с

пневматической системой, необходимой в пневматических рессорах с постоянным объемом.

18.3 Тормозные системы

Тормоза в автомобиле необходимы, чтобы снизить скорость, позволить водителю остановить автомобиль, ограничить скорость, когда автомобиль движется вниз, или удерживать автомобиль в состоянии покоя.

Применяются многие юридические требования, такие как следующие в Европе:

- Автомобиль должен иметь две независимые тормозные системы, что обычно достигается двумя тормозными контурами.
- В случае отказа одного контура, другой должен иметь возможность тормозить как минимум два колеса, которые не должны быть расположены на одной стороне автомобиля.
- Необходима одна система рабочего тормоза и одна система стояночного тормоза; последний должен держать автомобиль в неподвижном состоянии на наклонной дороге с уклоном $p = 25\%$.

Это означает, что тормоза имеют функцию уменьшения кинетической энергии автомобиля, чтобы уменьшить скорость, и они также должны держать автомобиль в неподвижном состоянии.

Существуют различные тормозные системы, которые различаются в зависимости от типа преобразования энергии:

- фрикционный тормоз
- моторный тормоз или выхлопной тормоз
- электромагнитный или вихретоковый тормоз
- гидродинамический тормоз или гидродинамический замедлитель по принципу Фёттингера.

Фрикционные тормоза чаще всего используются в легковых автомобилях. Эти тормоза разработаны как дисковые тормоза (стандартные для современных автомобилей) или барабанные тормоза.

Рисунок 18.20

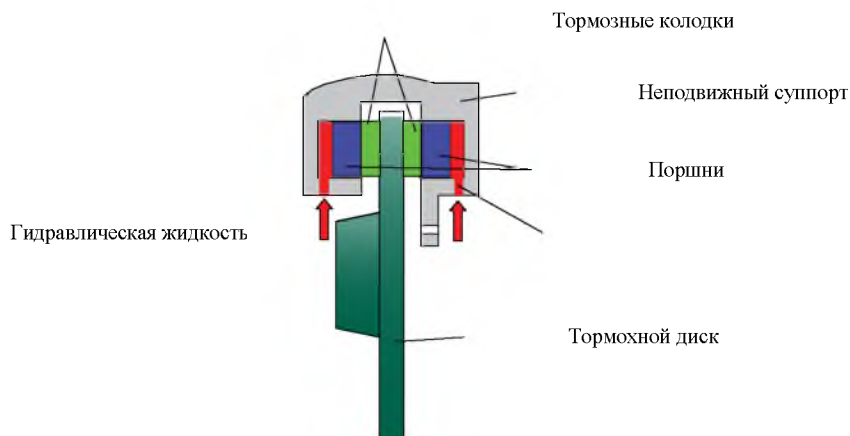


Рисунок 18.20 Дисковый тормоз с неподвижным суппортом

показывает так называемый фиксированный суппорт тормоза. Этот тормоз характеризуется суппортом, который не может двигаться перпендикулярно к диску. С обеих сторон диска есть поршни. Поршень снаружи (то есть между диском и колесом) ограничивает возможность минимизировать расстояние между тормозом и колесом.

Рисунок 18.21 показывает другой тип тормоза, а именно тормоз с плавающим суппортом. Суппорт может перемещаться относительно диска перпендикулярно, в то время как поршень между диском и колесом отсутствует. Поэтому этот тормоз можно расположить рядом с колесом. Еще одним преимуществом является то, что эти тормоза дешевле и что они саморегулирующиеся и самоцентрирующиеся.

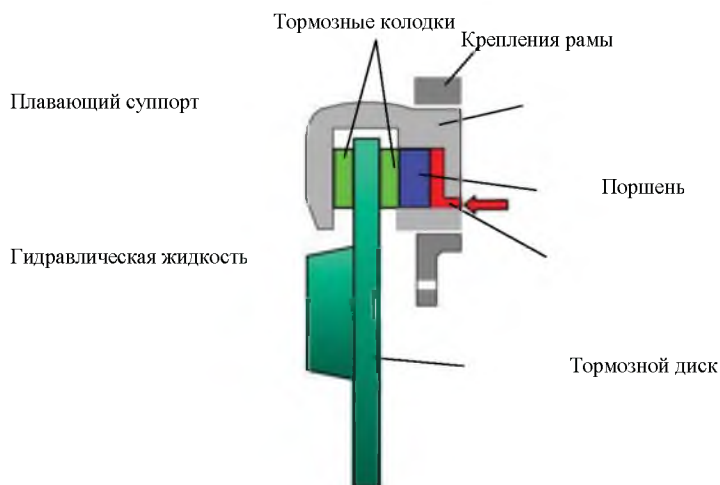


Рисунок 18.21 Дисковый тормоз с плавающим суппортом

Расстояние между тормозом и колесом является важным геометрическим фактором, который влияет на радиус рычага возмущающей силы r_{σ} . Разработка тормоза с плавающим суппортом позволила уменьшить радиус рычага возмущающей силы r_{σ} , а также уменьшить радиус скраба r_k до нуля или даже до отрицательных значений. Отрицательный радиус очистки имеет положительное влияние на динамику автомобиля, но в автомобилях с антиблокировочной тормозной системой (ABS) предпочтительным является нулевой или малый радиус отскока.

Характеристики дисковых тормозов:

- хорошее охлаждение диска; поэтому наблюдается небольшое замирание (замирание - это уменьшенный эффект торможения из-за нагрева диска);
- устойчивое торможение;

для расширения системы после уменьшения усилия на педали. При необходимости жидкость из резервуара может пополнить систему. Камеры и резервуар соединены двумя байпасами, которые закрываются манжетными уплотнениями во время торможения.

Существуют разные конструкции конфигурации тормозной цепи, см. Рисунок 18.23. Их названия были выбраны в соответствии с буквами, которые лучше всего описывают их внешний вид: П (или ТТ или черно-белый), Х (или диагональ), НІ (или НТ), LL и НН. Самыми простыми и наиболее часто используемыми на сегодняшний день конфигурациями являются конструкции П и Х. В этих двух конструкциях тормоз для каждого колеса имеет только один комплект поршней для одного контура (в случае плавающего суппорта). Другие конструкции (НІ, LL и НН) имеют более одного набора поршней на некоторых колесах: НІ и LL имеют два набора поршней на каждом переднем колесе, а для НН необходимы два набора поршней на каждом колесе.

В автомобилях-фургонах или транспортных средствах большой грузоподъемности используются другие дополнительные тормоза, такие как моторные тормоза-замедлители (в которых выхлопная труба частично закрывается клапаном), вихретоковые тормоза (в котором ротор прикреплен к осям, статор к шасси; торможение происходит, когда электрический ток в обмотках статора генерирует магнитные поля в роторе, который вызывает вихревые токи в роторе), или гидравлический замедлитель, в котором жидкость создает тормозной момент между ротором и статором

18.4 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Объясните различные типы амортизаторов и пружин подвески.
2. Объясните разницу между двумя типами газовой пружины относительно первой вертикальной собственной частоты.

Понимать

1. В чем причина того, что тормоза одного тормозного контура не расположены на одной и той же стороне автомобиля? Объясните.
2. Равны ли давления в двух контурах?
3. Как можно достичь разных давлений на передних и задних колесах?

Применять

1. Объясните развитие моментов рыскания, когда один контур выходит из строя для разных конфигураций тормозного контура, показанного на рисунке 18.23, для движения по прямой и в поворотах. Учитывать знак радиуса отскока, а также упругокинематическую ось.

19

Активные продольные и боковые системы

В этой главе рассматриваются активные системы, которые влияют на динамическое поведение автомобиля в поперечном или продольном направлении. Обсуждаются такие системы, как антиблокировочная тормозная система (ABS), противобуксовочная система (ASR) и система динамической стабилизации (ESP).

19.1 Основные компоненты ABS

В критических условиях вождения, когда применяется полное торможение, одно или несколько колес могут быть заблокированы, если в автомобиле отсутствует антиблокировочная тормозная система (ABS). Эта блокировка передних колес может означать, что автомобилем больше нельзя управлять, или блокировка задних колес может привести к неустойчивости в условиях движения. По этой причине полезно предотвратить блокировку колес.

Основные компоненты ABS показаны на рисунке 19.1. Классическая тормозная система состоит из педали тормоза, силового агрегата тормоза, главного цилиндра с бачком, тормозных магистралей и тормозных шлангов, и колесных тормозов с цилиндрами. Дополнительными компонентами ABS являются датчики скорости вращения колес на всех четырех колесах, гидравлический блок (гидравлический модулятор с магнитными клапанами) и контроллер. Датчики скорости вращения колеса определяют скорость вращения всех четырех колес и необходимы для определения тенденции блокировки отдельных колес. Ускорение колес и скольжение используются в качестве важных параметров для тенденции к блокировке. Существуют варианты ABS, которые работают только с тремя датчиками скорости, как показано первым ABS от Bosch на рисунке 19.2, в котором скорости вращения обоих ведомых задних колес были обнаружены датчиком на карданном валу. Причина использования двух контрольных значений (ускорение колеса и проскальзывание) основана на том факте, что некоторые маневры могут быть определены как критические только при рассмотрении одной из этих двух величин. Следовательно, скольжение не может быть легко отрегулировано только с помощью управления на основе проскальзывания во время панического торможения или внезапного

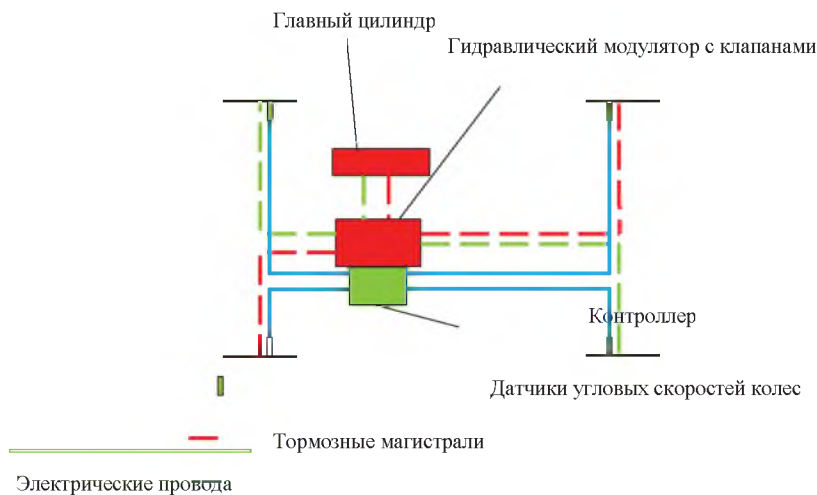


Рисунок 19.1 Компоненты ABS

изменения сцепления. Чистый контроль замедления колеса может не дать удовлетворительного решения для плавного торможения до высоких значений скольжения, потому что высокие значения скольжения трудно или невозможно обнаружить. Конечный предел сцепления не часто превышает при быстром наращивании ускорения, но, тем не менее, надежное обнаружение проще с дополнительной помощью проскальзывания. Например, скорости неприводных колес можно использовать для определения скорости для расчета проскальзывания. Мы можем распознать ограниченные возможности чисто скользящего управления в следующем примере. Если предположить, что все четыре колеса имеют тенденцию блокироваться одинаково, то окружная скорость v_{ci} , $i = 1, \dots, 4$, стремится к нулю аналогичным образом (для этого объяснения мы предполагаем, что все четыре колеса одинаково уменьшают свою скорость): $v_{ci} = at$ (здесь a - значение ускорения, а t - время), и мы продолжаем предполагать, что движение скорость рассчитывается путем усреднения четырех окружностей $k = 1$ скорости v_{ci} . В результате для значений скольжения $v_v = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck}$, на четырех колесах получим

$$S_i = \frac{v_v - v_{ci}}{v_v} \quad (19.1)$$

$$= \frac{\overbrace{\frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck}}^{=at} - \underbrace{v_{ci}}_{=at}}{\frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 v_{ck}} \quad (19.2)$$

$$= 0. \quad (19.3)$$

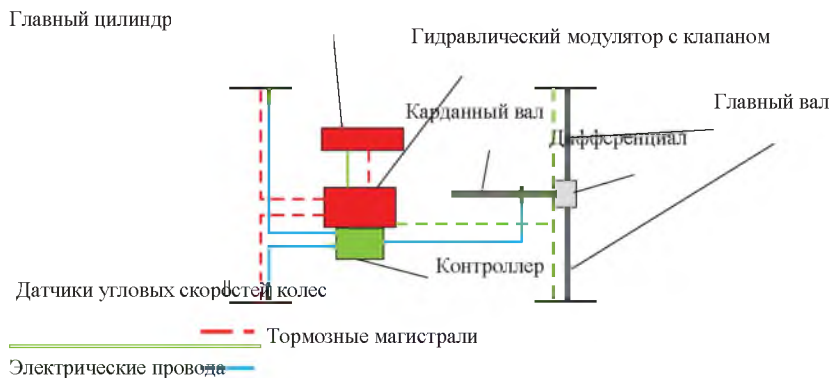


Рисунок 19.2 Топологический принцип первого ABS от Bosch (1978) с одним датчиком скорости для карданной скорости

Для этого наблюдения не имеет значения тот факт, что окружные скорости линейно уменьшаются со временем. В системах ABS используются как индуктивные датчики скорости вращения колес (в старых системах), так и датчики скорости вращения колес, основанные на эффектах Холла. Сложность индуктивных датчиков скорости вращения колес состоит в том, что они выдают небольшой измеренный сигнал на низких скоростях, который не может точно пройти дальнейшую обработку при определенных обстоятельствах. Датчики Холла обеспечивают измерительный сигнал того же качества, который не зависит от скорости.

Гидравлический блок контролирует давление в четырех колесных тормозных цилиндрах. Здесь важно (см. Рисунок 19.3), чтобы давление в тормозном контуре не передавалось непосредственно на колесный тормозной цилиндр, а чтобы на каждом колесном тормозе было предусмотрено два 2/2 электромагнитных клапана. Один из этих электромагнитных клапанов, так называемый впускной клапан (IV), представляет собой соединение между главным цилиндром и тормозным цилиндром, второй, называемый выпускным клапаном (OV), представляет собой соединение с цепью обратной связи. Накопитель низкого давления забирает тормозную жидкость в декомпрессии тормоза; возвратный насос поддерживает возврат тормозной жидкости.

В колесных тормозных цилиндрах поддерживается постоянное давление при условии, что IV закрыт, а OV также закрыт. Это один из способов, которым устройство управления может влиять на тормозное давление. Если IV закрыт, а OV открывается дальше, тормозное давление и, следовательно, тормозной момент на соответствующем колесе снижаются. Это второй способ, которым устройство управления может влиять на тормозной момент. После того, как тормозное давление было уменьшено таким образом, оно может быть снова увеличено путем закрытия OV и повторного открытия IV. Кратковременное открытие IV позволяет постепенно увеличивать давление. Аналогично, давление также может быть снижено ступенчато при закрытой IV и кратковременном открытии OV.

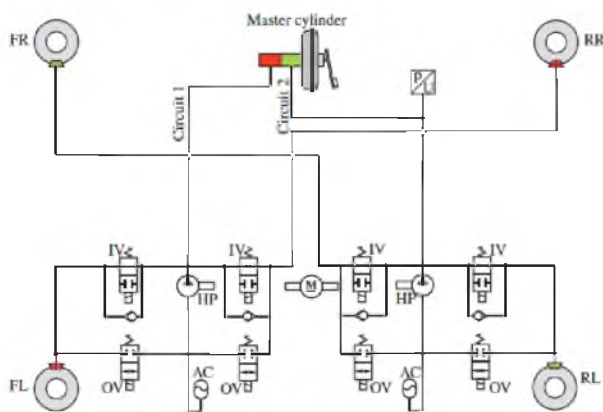


Рисунок 19.3 Гидравлические соединения для ABS (ср. Роберт Bosch 2007)

Рисунок 19.3 показывает полную гидравлическую принципиальную схему системы ABS.

Требования, предъявляемые к устройству ABS, многочисленны, к ним относятся следующие:

- Устойчивость вождения и управляемость должны быть гарантированы при различных дорожных условиях (сухие, мокрые, обледенелые дорожные покрытия).
- Коэффициент сцепления всегда должен полностью использоваться на как можно большем количестве дорог.
- В быстро меняющихся дорожных условиях вмешательство ABS должно быть ограничено коротким периодом, чтобы тормозной путь не увеличивался без необходимости. Более длительное время срабатывания ABS в таких изменяющихся дорожных условиях означает, что хорошие коэффициенты сцепления на сухой, не обледеневшей дороге не будут использованы, что приведет к ненужному увеличению тормозного пути.
- Если дорожные поверхности для левого и правого колес имеют различную природу (это называется μ -дорогой), то моменты поворота, вызванные различными тормозными силами на левой и правой сторонах, должны медленно возрастать, так что обычно опытный водитель может противостоять.
- Даже при прохождении поворотов ABS должен обеспечивать более короткий тормозной путь, учитывая, что предельная скорость играет здесь важную роль при прохождении поворотов. В этом контексте важно, чтобы суммарные передаваемые силы через шины были ограничены (круг Камма).
- Неровные дороги приводят к колебаниям колесной нагрузки. ABS также должен быть в состоянии контролировать эти изменяющиеся условия.
- ABS также должен быть в состоянии контролировать аквапланирование (скольжение по слою воды).

19.2 Работа ABS

Области на кривой продольной силы - кривая скольжения (кривая μ -S), в которой задействовано ABS, в значительной степени определяются пределом сцепления для движения по прямой. Диаграмма на Рисунке 19.4 показывает кривые для разных дорожных покрытий. Коэффициент продольной силы, μ , представляет собой отношение тангенциальной продольной силы F_x к нагрузке на колесо F_z :

$$\mu = \frac{F_x}{F_z} . \quad (19.4)$$

Аналогично, для силы поворота F_y может быть определен коэффициент силы поворота $\mu_s = F_y / F_z$. Сила поворота зависит от угла скольжения α ; для малых углов скольжения эта зависимость может быть линеаризована: $F_y = c_a \alpha$. Обе силы, F_x и F_y , действуют в области контакта и влияют друг на друга. По этой причине коэффициент продольной силы μ и коэффициент силы поворота μ_s зависят от угла скольжения α (см. Рисунок 19.5).

Области, в которых задействована ABS, расположены на максимуме кривых вблизи коэффициента сцепления, μ_a . Максимум также соответствует оптимальному диапазону для минимального тормозного пути. Единственным исключением является кривая для снега. Это происходит потому, что рыхлый снег образует клин перед стопорным колесом (это обозначено

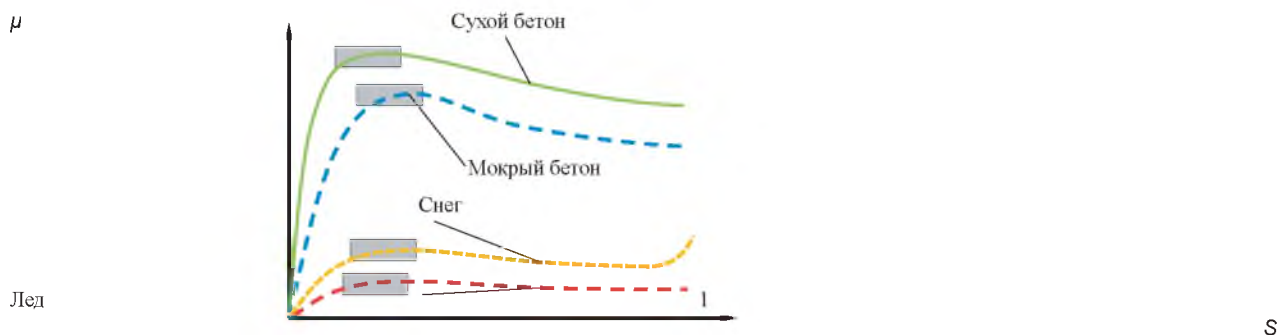


Рисунок 19.4 Рабочие зоны ABS(по материалам Robert Bosch 2007)

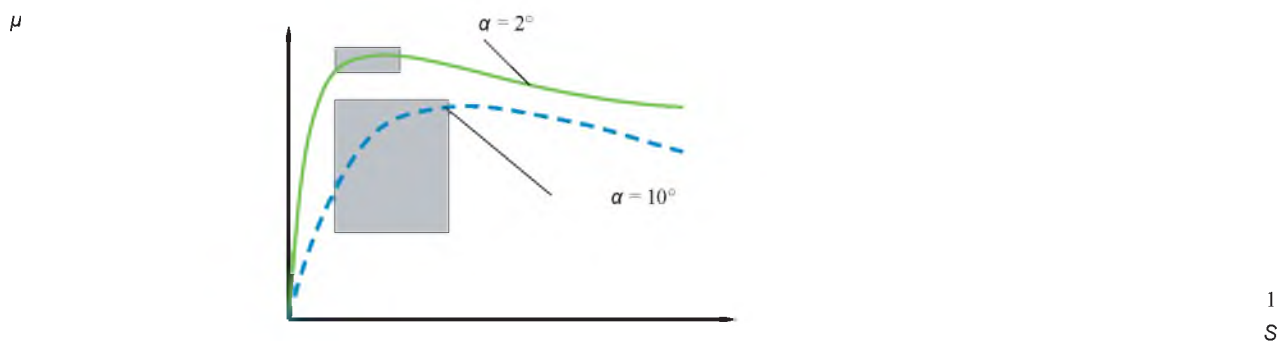


Рисунок 19.5 Рабочие зоны из ABS с углом скольжения (по материалам Robert Bosch 2007)

наклоном кривой для очень больших значений проскальзывания), тем самым увеличивая эффект торможения. Подобное поведение происходит при торможении на гравии или щебне. Поскольку это необычные условия для легковых автомобилей, их значение невелико, однако торможение на этих дорогах с помощью ABS приводит к увеличению тормозного пути. Если водитель едет по дороге с такими условиями, то отключение ABS приводит к сокращению тормозного пути. Тем не менее, важно отметить, что это чаще встречается на внедорожниках. Эти ситуации (снег, гравий) могут привести к значительному увеличению тормозного пути из-за отсутствия образования клина из-за вмешательства ABS; при определенных обстоятельствах невозможно остановить автомобиль на наклонной дороге. Поэтому в коммерческих автомобилях должна быть возможность отключить ABS, когда условия вождения соответствуют описанным.

Рисунок 19.5 показывает условия в движении на поворотах. Основное отличие при прохождении поворотов по сравнению с прямым движением заключается в том, что колеса должны передавать не только продольные, но и поперечные силы. Это означает, что колеса должны контролироваться во время поворота по-разному в отношении ABS, чем при движении по прямой.

При малых углах бокового скольжения (как показано на рисунке 19.5 для $\alpha = 2^\circ$) рабочая зона ABS практически идентична зоне движения по прямой. Однако для больших углов бокового скольжения ($\alpha = 10^\circ$) система ABS изначально работает с очень малыми значениями скольжения S и небольшим коэффициентом продольной силы μ . Торможение снижает скорость, поэтому боковые силы быстро уменьшаются. Квадратичная зависимость центробежных сил, $F_{\text{ц}} = m v_c^2 / r$, играет здесь важную роль. Из-за квадратично уменьшающихся боковых сил при продолжении торможения торможение ABS может быть активной в направлении более высоких значений скольжения и, таким образом, активной при более высоком коэффициенте продольной силы, μ . Следовательно, она может работать при более высоких тормозных усилиях.

Управляющими переменными, используемыми для ABS, являются окружная скорость v_c колеса (которая используется для расчета окружного ускорения), проскальзывание колеса, контрольная скорость и замедление транспортного средства. Эти величины рассчитываются или оцениваются по сигналам датчика скорости колеса. Одним из способов определения скорости автомобиля является вычисление среднего значения скорости по диагонали противоположных колес. Эта возможность оценки скорости автомобиля более недоступна, если включено экстренное торможение ABS. Только тогда можно приблизительно оценить скорость. Управляющая переменная окружной скорости колеса, v_c (или ускорение) должна оцениваться по-разному для ведомых и неприводных колес. Для неприводных колес инерционные свойства являются известными; следовательно, увеличение окружного торможения колеса можно относительно легко оценить при аварийном останове. Для ведомых колес увеличение окружного торможения колеса снижается незначительно по-разному, в зависимости от того, тормозится ли оно при включенной или незацепленной муфте. Если сцепление включено на первой или второй передаче, значения инерции колеса и трансмиссии, включая трансмиссию и двигатель, и крутящий момент двигателя внутреннего сгорания, значительно выше, чем в не включенном состоянии. Поэтому одним из результатов различных моментов массы (или разных поправочных коэффициентов массы) в условиях экстренного торможения является более медленное увеличение окружного ускорения колеса, что затрудняет обнаружение блокировки колеса.

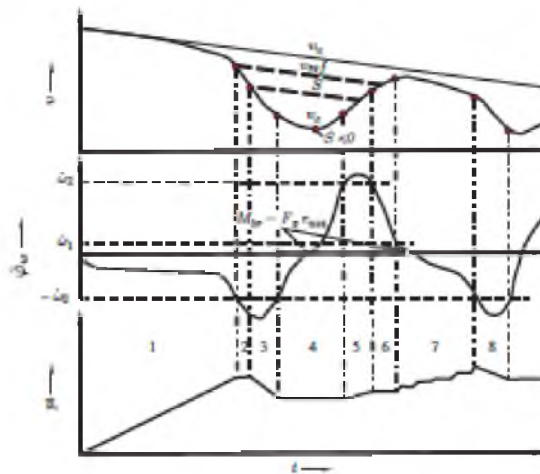


Рисунок 19.6 Цикл управления ABS (по материалам Robert Bosch 2007; разрывы добавляются в производную по времени от $\dot{\phi}_w$ в точках переключения клапанов, поскольку разрыв в производной по времени тормозного давления приводит к разрыву $\dot{\phi}_w$: $J_w \dot{\phi}_w = M_{br} - F_x r_{wst}$. В точке с $v_c = 0$ скорость скольжения меньше нуля, $S' = v'_v v_c / v_v^2 < 0$, скольжение больше μ^{-1} (μ_h); в точках с $\dot{\phi}_w = 0$ тормозной момент $|M_{br}|$ и момент от касательной силы $|F_x r_{wst}|$ равны: $M_{br} - F_x r_{wst} = 0$)

Далее поясняется типичный цикл управления при торможении на сухом дорожном покрытии. Основные переменные показаны на рисунке 19.6 как функции времени (тормозное давление, окружное ускорение колеса и скорость автомобиля и окружная скорость колеса). Весь цикл управления включает фазы 2–7; фаза 8 знаменует собой начало нового рабочего цикла.

Во-первых, в фазе 1 давление тормозной системы увеличивается. Это уменьшает скорость движения автомобиля, v_v , и окружную скорость колеса, v_c . Сравнение двух скоростей показывает, что скорость колеса v_c уменьшается быстрее, чем скорость автомобиля, v_v . Следовательно, скольжение увеличивается, и коэффициент продольной силы μ_a приближается к коэффициенту сцепления μ_a . Превышение коэффициента сцепления приводит к тому, что колесо входит в нестационарную область, благодаря чему оно значительно ускоряется. Это высокое ускорение обнаруживается блоком управления ABS. Как показано на рисунке 19.6, окружное ускорение колеса, таким образом, превышает отрицательное значение $-\omega_0$ (это фиксированный параметр ABS), и блок управления ABS вмешивается. Это включает закрытие впускного клапана, благодаря чему давление на стадии 2 поддерживается на постоянном уровне. Скорость в начале фазы 2 представляет собой так называемую опорную скорость, которая продолжает уменьшаться после достижения определенной цели (например, экстраполяция замедления в начале торможения). Предположение, стоящее за экстраполяцией, заключается в том, коэффициент продольной силы, $\mu \approx \mu_a$, поэтому мы можем предположить, что замедление автомобиля является почти постоянным. Эта уменьшаемая исходная скорость снижается к так называемому порогу скольжения (обозначаемый S на диаграмме скорости в верхней части Рисунка 19.6). Если окружная скорость колеса падает ниже этого порога, инициируется третья фаза, в которой тормозное давление уменьшается при открытии ОВ. Снижение тормозного давления заканчивается, когда абсолютное значение окружного ускорения колеса падает ниже критического значения $-\omega_0$; за ним следует фаза 4 при постоянном давлении (впускной и выпускной клапаны закрыты). Эта фаза заканчивается, когда ускорение окружного колеса превышает положительное значение ω^2 . Эта точка ясно представляет ускорение колеса и приближение окружной скорости v^c к скорости автомобиля v_v . Если окружное ускорение колеса превышает пороговое значение 2, тормозное давление увеличивается посредством открытия впускного клапана до тех пор, пока пороговое значение 2 не достигается во второй раз, но в этом случае для уменьшения окружного ускорения. В этот момент впускной клапан закрывается (фаза 6), и давление остается постоянным до тех пор, пока окружное ускорение не упадет ниже порогового значения ω_1 . После этого тормозное давление постепенно увеличивается в фазе 7, пока замедление снова не станет ниже отрицательного порога $-\omega_0$.

После этого второй цикл начинается с фазы 8, в которой тормозное давление немедленно снижается; фаза с постоянным давлением, сопоставимым с фазой 2, не имеет места во втором цикле торможения.

Циклы контроля торможения ABS на дорожных поверхностях с малыми коэффициентами сцепления отличаются от циклов с большими коэффициентами сцепления. Для дорог с небольшим коэффициентом сцепления фазы 1 и 3 движутся одинаково для обоих дорожных условий, в фазе 4 необходимо дальнейшее снижение давления, в противном случае время для ускорения колеса снова будет слишком большим, контроль циклы станут слишком длинными, и ABS не будет удовлетворять требованию короткого времени вмешательства.

19.3 Задержка нарастания поворачивающего момента

Если дорожные характеристики для левых колес отличаются от характеристик для правого колеса (различный предел сцепления, μ_{high} и μ_{low}), замедление автомобиля вызывает момент поворота из-за различных тормозных сил. Этот момент рыскания имеет разные эффекты в зависимости от класса автомобиля и требует другого поведения от водителя. Нарастание крутящего момента зависит не только от условий сцепления, но и от пути автомобиля. Для большого пути произведение силы на рычаг больше, чем для автомобиля с меньшим путем. Если s - путь, то максимальный момент M_{max} (относительно центра масс автомобиля) равен (G - вес автомобиля)

$$M_{\text{max}} = \frac{s}{2} (\mu_{\text{high}} - \mu_{\text{low}}) \frac{G}{2}. \quad (19.5)$$

Воздействие этого момента будет различаться в зависимости от колесной базы f (расстояние от передней до задней оси) и момента инерции массы автомобиля для вращения вокруг вертикальной оси. Во-первых, момент $M = M(t)$ приводит к угловому моменту $L = J_z$ (J_z - момент инерции массы для вращения вокруг вертикальной оси, а $\dot{\psi}$ - скорость рыскания). Угловой момент может быть рассчитан по интегралу

$$L = \int_0^{\Delta t} M(t) dt. \quad (19.6)$$

Это приводит к скорости рыскания после времени Δt :

$$\dot{\psi} = \frac{1}{J_z} \int_0^{\Delta t} M(t) dt. \quad (19.7)$$

Момент поворота должен быть компенсирован поворотами, а это означает, что водитель должен противодействовать уводу машины (см. Рисунок 13.3). Момент обратного поворота относительно центра масс равен (при условии, что центр масс находится в геометрическом центре четырех контактных участков; $c_{\alpha 1}$ - жесткость на повороте одного колеса на передней оси и $c_{\alpha 2} = c_{\alpha 1}$ на задней оси и δ_{counter} - угол поворота передних колес)¹

Необходимые силы компенсации $M_{\text{counter}} = 2c_{\alpha 1} \delta_{\text{counter}} \frac{\ell}{2}$, (19.8) для маленькой колесной базы. В больших тяжелых авто к что момент рыскания приводит только к медленному увеличению скорости рыскания всего автомобиля. С медленным увеличением и большой колесной базой легче поворачивать в большом автомобиле, чем в маленьком автомобиле. Регулирование рулевого управления необходимо для обоих автомобилей, и, чтобы сделать это проще, задержка в повышении давления ABS на малой стороне. Задержка меньше для большого автомобиля, чем для меньшего автомобиля.

На рисунке μ_{high} приведены примеры давления в главном цилиндре, а также давления со стороны μ_{high} и μ_{low} . Цикл ABS начинается почти одновременно с обеих сторон. Отмеченная область обозначает интеграл от разности двух кривых давления, а этот интеграл обозначает изменение углового момента, поскольку давление пропорционально тормозной силе и, следовательно, перепад давления пропорционален разности тормозных сил; с этой разницей в тормозных силах можно рассчитать момент рыскания.

Рисунок 19.8 показывает задержку давления для небольшого автомобиля, в то время как Рисунок 19.9 показывает задержку давления для большого автомобиля. Очевидно, что давление для небольшого автомобиля на малой стороне увеличивается очень медленно, что приводит к небольшому интегралу и, следовательно, к небольшому изменению углового момента, тогда как задержка повышения давления для более крупного автомобиля меньше, в то время как интеграл и изменение момента импульса больше.

¹ Аналогично рассмотрению влияния бокового ветра, угол бокового скольжения автомобиля $\beta \neq 0$ и углы скольжения $\alpha_1 \neq 0$ и $\alpha_2 \neq 0$ встречаются на переднем и заднем колесе однопутной модели. В описанной ситуации на автомобиль действует только один момент, боковых сил не возникает. Это означает, что боковые силы на передней и задней оси имеют противоположные знаки и одинаковые абсолютные значения: $\alpha_2 = \delta_{\text{counter}}/2$ и $\alpha_1 = -\delta_{\text{counter}}/2$ или наоборот; $|\beta| = \delta_{\text{counter}}/2$. При этом мы пренебрегаем геометрическими нелинейностями из $\beta \neq 0$.

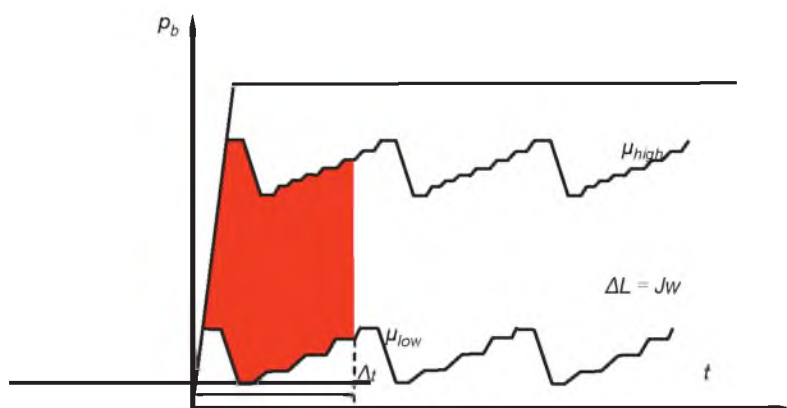


Рисунок 19.7 Повышение давления для μ -дороги без отложенного повышения давления

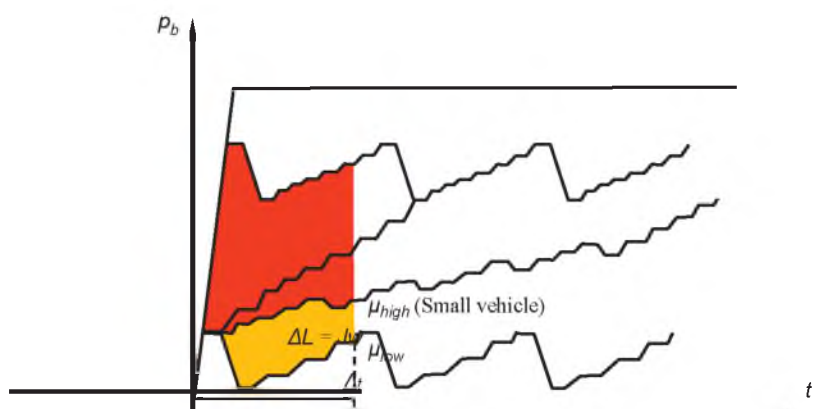


Рисунок 19.8 Задержка повышения давления для небольшого автомобиля

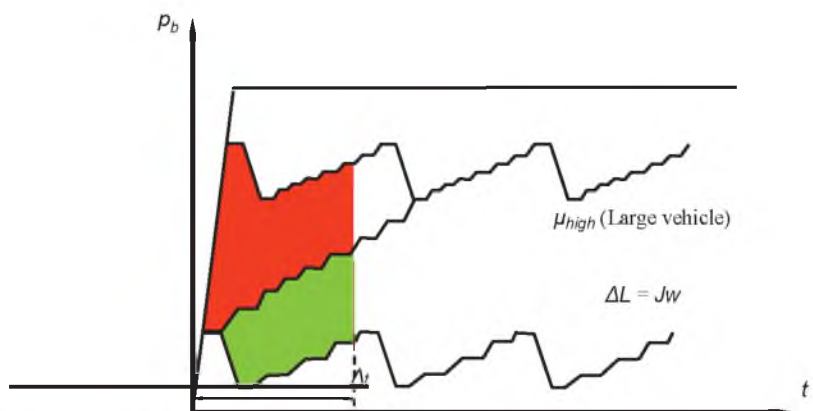


Рисунок 19.9 Задержка повышения давления для большого автомобиля

Задержка рыскания играет важную роль в поворотах. Когда происходит торможение во время поворота, происходит увеличение нагрузки на колесо на передней оси и уменьшение нагрузки на колесо на задней оси. Из-за больших нагрузок на колеса боковые силы на передней оси увеличиваются, а боковые силы на задней оси уменьшаются. Это приводит к крутящему моменту, который поворачивает автомобиль внутрь кривой. Если мы рассмотрим нагрузку на колесо, то очевидно, что нагрузки на колесо различаются из-за момента центробежной силы: на внешних колесах нагрузки больше, чем на внутренних колесах. Если в этой ситуации вступает в силу задержка нарастания давлений от ABS, то тормозное усилие будет иметь задержку нарастания на внешних колесах. Однако это нежелательно, потому что быстрое накопление продольных тормозных сил на наружных колесах противодействует поворотному моменту поворота внутрь от отклонения нагрузки. Следовательно, задержка нарастания крутящего момента не должна быть активной во время поворота, так как это необходимо для μ -торможения (с разным сцеплением для правого и левого колес).

19.4 Противобуксовочная система

В некоторых ситуациях колеса могут вращаться при ускорении в неблагоприятных дорожных условиях. Одна проблема с вращающимися колесами состоит в том, что продольные силы не только уменьшаются из-за перехода от сцепления к скольжению, но и силы поворота также больше не могут передаваться. Чтобы избежать этого используются системы предотвращения скольжения (ASR). Есть по существу две причины большого скольжения. Одна из причин - низкий коэффициент сцепления для обоих колес ведомой оси. В этом случае оба колеса будут вращаться, что приведет к разрушению боковых сил и, следовательно, к снижению боковой устойчивости. Потеря боковой силы на автомобилях с задним приводом имеет решающее значение, потому что это может представлять угрозу заноса задней части. Другая причина – это μ -разделение поверхности дороги. Колеса оси на автомобиле соединены между собой дифференциальной передачей. Эта дифференциальная передача необходима, потому что она помогает вести автомобиль по кривой, потому что колеса должны иметь возможность вращаться относительно друг друга во время поворота (радиусы или внешние и внутренние колеса различаются). Недостаток дифференциала оси, однако, заключается в том, что общий передаваемый крутящий момент определяется колесом, которое катится по части дороги с более низким коэффициентом сцепления μ_{low} . Если коэффициент сцепления очень низкий, то низкий крутящий момент будет передаваться даже на колесо, которое катится по участку дороги с высоким коэффициентом сцепления, μ_{high} . Обычные дифференциалы конического зубчатого колеса распределяют крутящий момент привода в равных частях между левым и правым колесами. Когда автомобиль стартует на разделенной поверхности дороги, так что колесо μ_{low} вращается, тот же самый крутящий момент, передаваемый на дорогу через колесо μ_{low} , также будет передаваться колесу μ_{high} .

Это точка, в которой задействован ASR. У ASR две задачи: во-первых, она влияет на общий крутящий момент двигателя, а во-вторых, она контролирует распределение крутящего момента между левым и правым колесами. Если мы рассмотрим суммарный крутящий момент M_{tot} на колесе, то увидим, что он составляет половину момента карданного вала, $M_{car} / 2$, тормозной момент, M_b , и, в зависимости от обстоятельств, определяемых дорожным полотном, ASR включает в себя два элемента управления: первый – карданный контроллер, который регулирует крутящий момент на карданном валу, и второй – блокировку дифференциала, который контролирует разницу крутящего момента между колесами. Карданный регулятор скорости реагирует на быстрое увеличение скорости карданного вала, что предотвращает вращение соответствующих двух колес ведомой оси. Контроллер блокировки дифференциала реагирует на разницу скоростей между колесами и тормозит быстро вращающееся колесо, применяя тормозной момент. Этот тормозной момент в первую очередь влияет на общий баланс крутящего момента на соответствующем колесе. Тем не менее, больший крутящий момент может быть передан не вращающемуся колесу на малой стороне посредством увеличенного крутящего момента на вращающемся колесе.

19.5 Системы боковой устойчивости

ESP (электронная программа устойчивости)² помогает водителю в критических дорожных ситуациях, связанных с боковой динамикой. ESP предотвращает аварии из-за заноса и снижает усилие рулевого управления водителя. ESP предназначена для работы, когда ухудшаются определенные дорожные ситуации. В современных системах ESP часто является вторичным по отношению к ABS и ASR. В отличие от ABS, ESP основывается на управляющих переменных, таких как угол бокового скольжения, β и скорость рыскания, $\dot{\psi}$. Датчики, используемые для системы ESP, являются датчиками угловой скорости на всех четырех колесах. В дополнение к ABS также используются датчик угла поворота рулевого колеса, δ_s , датчик скорости рыскания, $\dot{\psi}$, датчик ускорения для поперечного ускорения, a_y и датчик давления для определения давления p_b в главном цилиндре (см. Рисунок 19.10). Идея систем ESP заключается в применении корректирующего крутящего момента вокруг оси z к автомобилю путем торможения отдельных колес для стабилизации автомобиля. Эффект, который достигается за счет

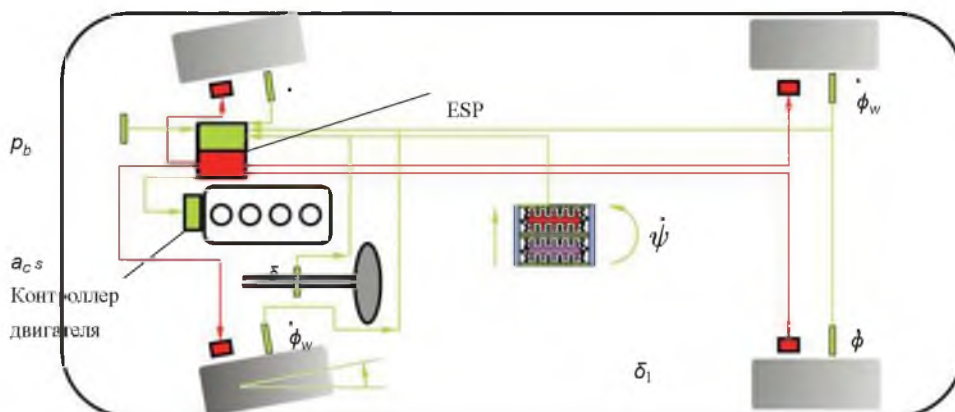


Рисунок 19.10 Компоненты системы ESP (взято у Robert Bosch 2007)

торможения отдельных колес, - это дополнительный момент поворота из-за продольных сил торможения и уменьшение сил поворота, особенно в области пределов круга Камма.

Используя измеренные переменные, такие как поперечное ускорение, переменный ток, угол поворота рулевого колеса, δ_s , скорость рыскания, $\dot{\psi}$, угловые скорости колес $\dot{\phi}_{wi}$, ($i = 1, \dots, 4$), а также расчетное значение продольной скорости автомобиля v_x можно оценить другие значения, такие как тормозные силы, F_{xi} , на четырех колесах, угол бокового скольжения, β , углы скольжения на четырех колесах, α_i , боковая скорость, v_y , а также силы поворота на колесах, F_{yi} , нагрузки на колесо, F_{zi} , и возникающие силы в пятнах контакта, $F_{\pi i}$ ($i = 1, \dots, 4$).

Чтобы оценить угол скольжения автомобиля, мы исходим из следующего уравнения

$$\dot{\beta} = -\dot{\psi} + \frac{1}{v_x} (a_c \cos \beta - a_x \sin \beta). \quad (19.10)$$

Из соотношения между центростремительным ускорением (строго говоря, полная скорость должна быть введена в уравнение, но угол бокового скольжения автомобиля обычно мал, а затем $v \approx v_x$) и из угловых скоростей $\dot{\beta}$ и $\dot{\psi}$, мы получаем

$$\frac{v_x^2}{\rho_{cc}} = v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}). \quad (19.11)$$

Здесь мы используем тот факт, что скорость v точки на круговой траектории с радиусом R определяет угловую скорость $\omega = v / R$. Подстановка $R = \rho_{cc}$, $v = v_x$ и $\omega = \dot{\beta} + \dot{\psi}$ дает уравнение (19.11).

Если мы примем небольшие продольные ускорения, a_x и малые углы скольжения автомобиля, β , уравнение (19.10) тогда упрощается до

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v_x} - \dot{\psi}. \quad (19.12)$$

² Используются другие названия для подобных систем: DSC (контроль динамической устойчивости), VSC (контроль устойчивости автомобиля), а также многие другие названия и сокращения.

Интегрируя уравнение (19.12), мы получаем формулу для расчета угла бокового скольжения автомобиля, β , как функции времени:

$$\beta(t) = \beta_0 + \int_{t_0}^t \left(\frac{a_y}{v_x} - \dot{\psi} \right) dt . \quad (19.13)$$

Из-за ошибок в измеренных значениях фильтр Калмана может использоваться на основе дифференциальных уравнений для двухколейной модели для оценки продольной скорости автомобиля.

Целевые значения угла бокового скольжения автомобиля β и скорости рыскания $\dot{\psi}$ определяются из измеренных величин поперечного ускорения, переменного тока, угла δ_s рулевого колеса, тормозного давления в главном тормозном цилиндре, p_b и требуемого крутящего момента двигателя. Они сравниваются с оценочными значениями автомобиля; если разница слишком велика, рассчитывается корректирующий момент, который получается путем торможения отдельных колес.

19.6 Гидравлические узлы для ABS и ESP

На рисунке 19.3 приведена принципиальная гидравлическая схема четырехканального гидравлического блока ABS для конструкции X-brake. В X-дизайне каждое противоположное по диагонали колесо тормозится двумя тормозными цепями. Диаграмма показывает, что существуют IV и OV для каждого колесного тормозного цилиндра. Кроме того, в каждом тормозном контуре есть гидравлический насос высокого давления. Насос используется для транспортировки тормозной жидкости при открытии OV с целью снижения давления. Поскольку время срабатывания OV очень короткое, в качестве резервуара в контуре возврата дополнительно предусмотрен аккумулятор низкого давления, AC, для приема этого очень кратковременного накопления количеств тормозной жидкости. В устройствах ABS первого и второго поколений использовались 3/3-ходовые электромагнитные клапаны, в которых такие функции, как повышение давления, снижение давления и поддержание давления, выполнялись только одним клапаном. Поскольку эти клапаны были очень дорогими с точки зрения электрической активации и сложными с точки зрения механики, они были заменены двумя 2/2-электромагнитными клапанами. На схеме гидравлической схемы все колеса могут управляться индивидуально. Существуют и другие устройства, в которых колеса задней оси контролируются в целом. В этих системах применяется принцип выбора низкого уровня, это означает, что скольжение колеса, которое катится по поверхности дороги с низким коэффициентом сцепления, μ_{low} , определяет вмешательство ABS для двух задних колес.

Если автомобиль также оборудован системой ASR, обратный насос должен быть способен самостоятельно создавать давление. Поэтому в этом случае используется самовсасывающий насос. Кроме того, два дополнительных клапана должны быть предусмотрены для каждого контура компоновки X-Brake, при этом система ASR оснащена в общей сложности двенадцатью клапанами. На рисунке 19.11 показана гидравлическая схема гидравлического блока ESP (также для схемы с X-тормозом). На этой схеме показаны два дополнительных клапана в каждом тормозном контуре. В отличие от системы ASR, может потребоваться увеличить тормозное давление, которое

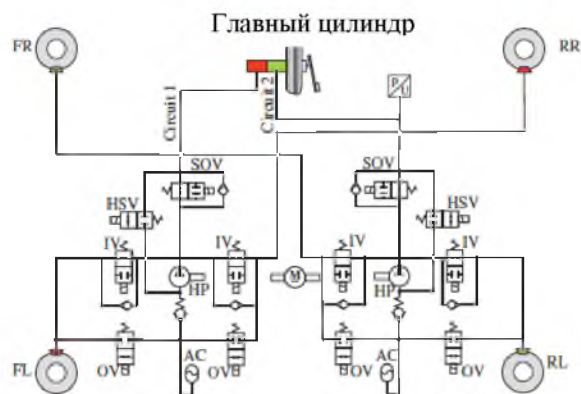


Рисунок 19.11 Полная гидравлика ESP (ср. Robert Bosch 2007 или Баузер и Гавлик 2013)

прикладывается водителем в тормозной цепи в системе ESP. По этой причине HSV (селекторный клапан высокого давления) в системе ESP спроектирован так, что он может переключаться на более высокие перепады давления. Во время активного вмешательства в торможение для систем ASR и ESP HSV открыт, а SOV (переключающий клапан) закрыт. Это позволяет насосу HP повышать давление в соответствующем тормозном контуре, при этом тормозная жидкость подается в соответствующий контур из резервуара. Следовательно, самовсасывающий насос не забирает тормозную жидкость из тормозных цилиндров непреднамеренно, и для каждого насоса предусмотрен обратный клапан.

19.7 Система активного рулевого управления

В области систем рулевого управления активные рулевые системы все чаще используются как в верхнем, так и в среднем и компактном классах (активное переднее рулевое управление, AFS). Эта технология не опирается на чисто управляемые системы, но часто использует так называемые наложенные системы рулевого управления. Механическая подача от рулевого колеса к стойке всегда присутствует и осуществляется с помощью планетарной коробки передач (см. Рисунок 19.12). Рулевое колесо соединено с рулевой колонкой планетарной передачей, а солнечная шестерня образует соединение со стойкой. В качестве активного элемента используется электродвигатель с винтовым приводом, воздействующий на зубчатый венец. В случае выхода из строя электродвигателя или управляющей электроники электромагнитная блокировка обеспечивает блокировку кольцевого зубчатого колеса и, таким образом, механическое протекание также обеспечивается рулевым колесом в стойке.

Система активного рулевого управления (с наложенным рулевым управлением) может выполнять различные задачи. Во-первых, может быть достигнута зависимость коэффициента рулевого управления от скорости автомобиля. Этот пример показан в нижней части рисунка 19.12. Для низких скоростей, коэффициент рулевого управления является небольшим, тогда

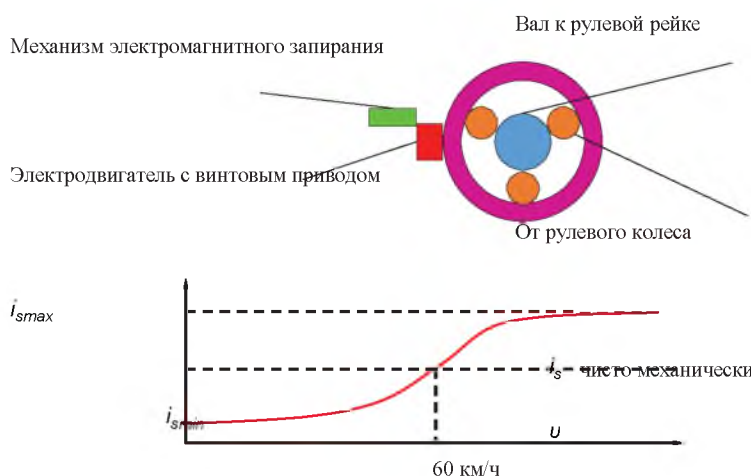


Рисунок 19.12 Принципиальная схема активного рулевого управления с планетарной передачей; переменное отношение рулевого управления

рулевое управление является прямым, и малые углы поворота рулевого колеса приводят к широким движениям рулевого колеса. Однако на высоких скоростях передаточное число велико, рулевое управление не прямое, а небольшие движения руля приводят к небольшому воздействию на передние колеса. Такое поведение полезно на низких скоростях, потому что оно облегчает маневрирование автомобиля. На высоких скоростях система обеспечивает повышение комфорта автомобиля благодаря улучшенной управляемости.

В дополнение к этому переменному коэффициенту рулевого управления система может активно вмешиваться в процесс вождения, чтобы вносить коррективы в курс, аналогично ESP. По сравнению с ESP, вмешательство в рулевое управление с помощью активной системы рулевого управления происходит быстрее, менее заметно, чем вмешательство ESP при торможении, но стабилизирующий эффект активного рулевого управления не так велик, как в случае ESP. Возможное вмешательство рулевого управления может быть выгодно для μ -торможения.

19.8 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Из каких компонентов состоит ABS?
2. Какие дополнительные гидравлические компоненты необходимы для ASR по сравнению с ABS?

Понимать

1. Объясните, как работает гидравлический ABS.
2. Объясните стратегию вмешательства ABS в тормозное давление.
3. Объясните требования к ABS.
4. Объясните различия между ABS для малых и больших транспортных средств в отношении μ -торможения и объясните соответствующие корректирующие меры.
5. Объясните, почему задержка нарастания крутящих моментов при торможении на кривых, как правило, нежелательна.
6. Объясните, как работает ASR при старте на μ -дорожных поверхностях.
7. Объясните работу двух встроенных элементов управления ASR для скорости карданного вала и разности скоростей между ведомыми колесами.

Многотельные системы

В процессе виртуальной разработки новых автомобилей динамическое поведение рассчитывается с помощью так называемых многотельных систем (MBS). Простые модели, описанные в предыдущих главах, недостаточны для получения подробной информации о поведении, и вместо этого необходимо использовать более точные модели, например, модели, которые фиксируют геометрические нелинейности или которые более точно отражают поведение шина. Поэтому в этой главе мы представляем краткое введение в MBS¹. Тем не менее, основы из предыдущих глав могут быть полезны для понимания и интерпретации результатов, рассчитанных с помощью таких моделей MBS.

Основными компонентами MBS являются твердые тела, которые связаны соединениями и/или силовыми элементами, такими как пружины.

Одной из характеристик тел является то, что они жесткие, но современное программное обеспечение для MBS также может приблизительно учитывать гибкие тела.

Начнем с некоторых примеров применений.

Пример 20.1 Одна широкая область применения - автомобили и поезда, но роботы также исследуются с использованием MBS. На рисунке 20.13 показана модель передней оси MBS. Как правило, эти модели состоят из одного центрального твердого тела, которое представляет собой кузов автомобиля с дополнительными массами для таких функций, как сиденья и другое внутреннее оборудование. Другими твердыми телами являются подрамник шасси, подвески (продольные рычаги, поперечные рычаги и т. д.), колесные опоры и колеса, а также различные части трансмиссии, например, двигатель, сцепление, трансмиссия, карданный вал, дифференциал и карданные валы. Хотя в MBS типично, что тела являются твердыми, некоторые из них аппроксимируются с помощью гибких алгоритмов для определения их соответствия.

Пример 20.2 Чтобы исследовать безопасность автомобилей в автомобильной промышленности в краш-тестах используются манекены. Поведение этих манекенов можно моделировать с помощью MBS. Например, конечности представляют собой несколько твердых тел, которые соединены, например, с помощью вращающихся суставов (локтевой сустав) или сферических суставов (тазобедренный сустав).

Поскольку для других частей человеческого тела, таких как живот или грудная клетка важна гибкость, эти части аппроксимируются несколькими твердыми телами, которые соединены пружинами и амортизаторами.

Цели исследований MBS состоят в том, чтобы уменьшить риск нескольких травм для пассажиров. Такая цель может быть достигнута путем оптимизации систем безопасности пассажиров, таких как ремни или подушки безопасности.

¹Дополнительные материалы можно найти у Бланделла и Харти 2004 или Роберсона и Швертассека 1988.

Пример 20.3 Другими типичными примерами MBS являются роботы, в которых разные руки представляют собой твердые тела. Эти руки связаны суставами. Разница между этими примерами роботов и манекенами заключается в том, что в каждом роботе должны быть предусмотрены активные элементы (электродвигатели).

20.1 Кинематика твердых тел

Обычно твердое тело имеет шесть степеней свободы в трехмерном пространстве. Для этих шести степеней свободы, с одной стороны, необходимы шесть переменных с другой стороны, для описания как положения твердого тела, так и его ориентации.

Для того, чтобы определить положение точки P в трехмерном пространстве необходимы три координаты. Если мы начнем с инерциальной системы отсчета $(O, \vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})$ (см. Рисунок 20.1),

вектор от начала координат системы O до точки $P, \overrightarrow{OP} = \vec{r}_P$, можно описать с помощью трех координат x, y, z (декартовы или прямоугольные координаты):

$$\vec{r}_P = x\vec{e}_{ix} + y\vec{e}_{iy} + z\vec{e}_{iz} . \quad (20.1)$$

Мы предпочитаем обозначения с использованием кортежей и скалярных произведений:

$$\begin{aligned} \vec{r}_P &= x \vec{e}_{ix} + y \vec{e}_{iy} + z \vec{e}_{iz} \\ &= \underbrace{(x, y, z)}_{=\vec{r}_P^T} \underbrace{\begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix}}_{=\vec{e}_i} \end{aligned} \quad (20.2)$$

$$= \vec{r}_P^T \vec{e}_i . \quad (20.3)$$

Если одна точка твердого тела неподвижна, тело может вращаться вокруг этой точки; следовательно, ориентация тела не фиксирована. Поскольку нам нужно всего шесть переменных для шести степеней свободы, есть три дополнительные переменные, кроме так называемых трансляционных переменных x, y, z (соответствующих трем поступательным степеням свободы). Из теоремы Эйлера (см. Робертсон и Швертассек 1988) движение твердого тела можно разделить на перемещение и вращение, а вращение можно описать тремя параметрами. Есть несколько способов использования этих трех параметров.

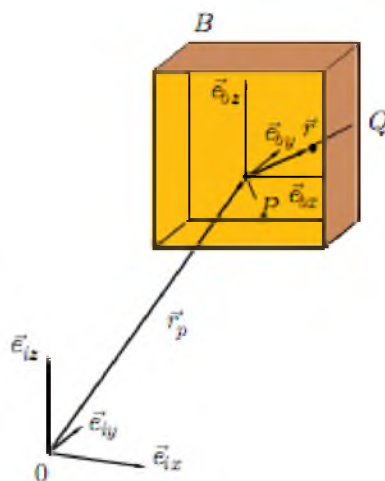


Рисунок 20.1 Каркасы и системы координат

Один простой способ – это ввести так называемый каркас кузова или связанную с телом систему координат $(P, \vec{e}_{bx}, \vec{e}_{by}, \vec{e}_{bz})$ (см. Рисунок 20.1). Ориентация кузова может быть описана ориентацией системы $(\vec{e}_{bx}, \vec{e}_{by}, \vec{e}_{bz})$ относительно системы инерционных осей $(\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})$. Поскольку обе системы являются правыми и ортонормированными системами (следуя правилу правой руки: большой палец = $\vec{e}_x$, указательный палец = $\vec{e}_y$, средний палец = $\vec{e}_z$), известно (из математики), что

существует матрица вращения R , которая отображает систему инерциальных осей к кузовной системе:

Мы вернемся к свойствам матрицы позже. На данный момент нам нужна только инверсия R , которая просто транспонирована:

$$\underline{R}^{-1} = \underline{R}^T. \quad (20.5)$$

Теперь рассмотрим тело B (см. Рисунок 20.1), которое перенесено и повернуто, и мы хотим описать одну точку Q в этом теле. Вектор r из P в Q можно записать с помощью связанной с телом системы координат:

$$\vec{r} = \overrightarrow{PQ} = (r, s, t) \underline{\vec{e}}_b. \quad (20.6)$$

Таким образом, мы в целом получаем вектор $\vec{r}_Q = \overrightarrow{OQ}$, добавляя $\overrightarrow{OP}$ и $\overrightarrow{PQ}$:

$$\vec{r}_Q = \vec{r}_P + \vec{r}. \quad (20.7)$$

Теперь мы хотим вывести скорость Q (чтобы получить кинетическую энергию тела B). Следовательно, мы должны дифференцировать вектор r_Q по времени. Для этого дифференцирования важно отметить, что координаты (x, y, z) P зависят от времени, тогда как координаты (s, r, t) не зависят от времени, поскольку точка Q зафиксирована внутри тела B . Получаем

Рассмотрим сначала матрицу $\underline{\Omega} = \dot{\underline{R}} \underline{R}^T$. Чтобы получить свойства этой матрицы, вычислим

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}}_Q &= \dot{\vec{r}}_P + \frac{d}{dt}(\vec{r}) \\ &= \dot{\vec{r}}_P + \frac{d}{dt}((r, s, t) \underline{R} \underline{\vec{e}}_i) \\ &= \dot{\vec{r}}_P + (r, s, t) \dot{\underline{R}} \underline{\vec{e}}_i \quad \text{substitute} \quad \underline{\vec{e}}_i = \underline{R}^T \underline{\vec{e}}_b \\ &= \dot{\vec{r}}_P + (r, s, t) \underbrace{\dot{\underline{R}} \underline{R}^T}_{=\underline{\Omega}} \underline{\vec{e}}_b \\ &= (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}) \underline{\vec{e}}_i + (r, s, t) \underline{\Omega} \underline{\vec{e}}_b. \end{aligned} \quad (20.8)$$

производную единичной матрицы

$$\underline{I} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (20.9)$$

так как

$$\underline{I} = \underline{R} \underline{R}^T \quad (20.10)$$

не зависит от времени, производная по времени

$$\begin{aligned} \underline{0} &= \dot{\underline{R}} \underline{R}^T + \underline{R} \dot{\underline{R}}^T \\ &= \underbrace{\dot{\underline{R}} \underline{R}^T}_{\underline{\Omega}} + \underbrace{(\dot{\underline{R}} \underline{R}^T)^T}_{\underline{\Omega}^T}. \end{aligned} \quad (20.11)$$

таким образом

$$\underline{\underline{\Omega}} = -\underline{\underline{\Omega}}^T, \quad (20.12)$$

это означает, что $\underline{\underline{\Omega}}$ является антисимметричной матрицей (или антисимметричным тензором) угловых скоростей. Диагональные компоненты $\underline{\underline{\Omega}}$ равны нулю, а для недиагональных компонентов у нас есть только три независимые переменные:

Иногда система осей с фиксированным корпусом должна быть изменена; тогда мы получим новый

$$\underline{\underline{\Omega}} = \begin{pmatrix} 0 & \omega_3 & -\omega_2 \\ -\omega_3 & 0 & \omega_1 \\ \omega_2 & -\omega_1 & 0 \end{pmatrix}. \quad (20.13)$$

тензор угловых скоростей $\underline{\underline{\Omega}}^{\sim}$ ($\hat{R}$ - матрица вращения, переходящая из одной системы неподвижных осей в другую):

Часть скорости точки Q, которая возникает в результате вращения, может быть рассчитана с помощью векторного произведения или перекрестного произведения:

$$(r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} = (\omega_1, \omega_2, \omega_3) \times (r, s, t). \quad (20.15)$$

20.2 Кинетическая энергия твердых тел

С помощью уравнения для скорости точки Q в твердом теле V мы теперь можем рассчитать кинетическую энергию всего твердого тела V. Эта кинетическая энергия может быть использована, например, для выведения уравнений движения уравнениями Лангранжа или Гамильтона. При этом мы будем считать, что точка P фиксированной системы отсчета является центром массы тела. Если мы обозначим координаты точек Q внутри V как (r, s, t), то получим (где P - центр массы)

где V - область V в трехмерном пространстве и ρ - плотность массы.

$$\begin{aligned} 0 &= \int_V r \rho \, dV, \\ 0 &= \int_V s \rho \, dV, \\ 0 &= \int_V t \rho \, dV, \end{aligned} \quad (20.16)$$

Кинетическая энергия T равна

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho |\dot{\vec{r}}_Q|^2 \, dV, \quad (20.17)$$

где квадрат скорости может быть рассчитан следующим образом:

$$\begin{aligned} |\dot{\vec{r}}_Q|^2 &= (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})^T \\ &+ 2(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})((r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{R}})^T \\ &+ (r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{\Omega}}^T (r, s, t)^T. \end{aligned} \quad (20.18)$$

Второе слагаемое исчезает после интегрирования, потому что первые моменты массы (20.16) равны нулю (потому что начало связанной с телом системы координат P является центром масс).

Мы рассмотрим два других термина отдельно. Первое слагаемое – это поступательная часть кинетической энергии (M - масса тела V):

$$\frac{1}{2} \int_V \rho (\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})(\dot{x}, \dot{y}, \dot{z})^T \, dV = \frac{1}{2} M |\dot{\vec{r}}_P|^2. \quad (20.19)$$

Чтобы рассмотреть второй член, мы переставим уравнение

$$(r, s, t) \underline{\underline{\Omega}} \underline{\underline{\Omega}}^T (r, s, t)^T$$

$$\begin{aligned}
&= (r, s, t) \begin{pmatrix} \omega_2^2 + \omega_3^2 & -\omega_1\omega_2 & -\omega_1\omega_3 \\ -\omega_1\omega_2 & \omega_1^2 + \omega_3^2 & -\omega_2\omega_3 \\ -\omega_1\omega_3 & -\omega_2\omega_3 & \omega_1^2 + \omega_2^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} r \\ s \\ t \end{pmatrix} \\
&= \omega_1^2(s^2 + t^2) + \omega_2^2(r^2 + t^2) + \omega_3^2(r^2 + s^2) \\
&\quad - 2\omega_1\omega_2rs - 2\omega_1\omega_3rt - 2\omega_2\omega_3st \quad (20.20)
\end{aligned}$$

и, с сокращениями J_{jh} , получить полную кинетическую энергию, где последний член является вращательной частью кинетической энергии.

Термины J_{jh} являются вторым массовым моментом. Вот они как:

$$\begin{aligned}
J_{11} &= \int_V \rho(s^2 + t^2) dV, & J_{22} &= \int_V \rho(r^2 + t^2) dV, \\
J_{33} &= \int_V \rho(r^2 + s^2) dV, & J_{12} &= \int_V \rho rs dV, \\
J_{13} &= \int_V \rho rt dV, & J_{23} &= \int_V \rho st dV.
\end{aligned} \quad (20.21)$$

Теперь общая кинетическая энергия может быть переписана как

$$\begin{aligned}
T &= \frac{1}{2} M |\dot{\vec{r}}_P|^2 \\
&\quad + \frac{1}{2} (J_{11}\omega_1^2 + J_{22}\omega_2^2 + J_{33}\omega_3^2 - 2J_{12}\omega_1\omega_2 - 2J_{13}\omega_1\omega_3 - 2J_{23}\omega_2\omega_3). \quad (20.22)
\end{aligned}$$

The tensor $\underline{\underline{J}}$

$$\underline{\underline{J}} = \begin{pmatrix} J_{11} & -J_{12} & -J_{13} \\ -J_{21} & J_{22} & -J_{23} \\ -J_{31} & -J_{32} & J_{33} \end{pmatrix}, \quad (20.23)$$

где $J_{12} = J_{21}$, $J_{13} = J_{31}$, $J_{23} = J_{32}$, а тензор $\underline{\underline{J}}$ сформулирован относительно системы неподвижных осей e_b .

Если система осей с неподвижным телом изменяется, можно вычислить новый тензор $\underline{\underline{J}}$ моментов массы:

$$\underline{\underline{\tilde{J}}} = \underline{\underline{\hat{R}}} \underline{\underline{J}} \underline{\underline{\hat{R}}}^T. \quad (20.24)$$

Кинетическая энергия может быть использована для получения уравнений движения, например, с использованием уравнений Лагранжа или Гамильтона.

На данный момент мы имеем кинетическую энергию одного твердого тела. В MBS обычно имеется более одного тела, тогда как теперь мы должны рассмотреть случай двух тел, как показано на рисунке 20.2. Два тела могут быть связаны друг с другом. Первое из двух тел, B1, описывается, как тело B из предыдущих соображений, вектором от начала инерциальной системы отсчета и связанной с телом системы координат. Соединение между телами B1 и B2 расположено в J1 в теле B1. Здесь обычно вводится связанная с соединением система координат. Однако, чтобы получить кинетическую

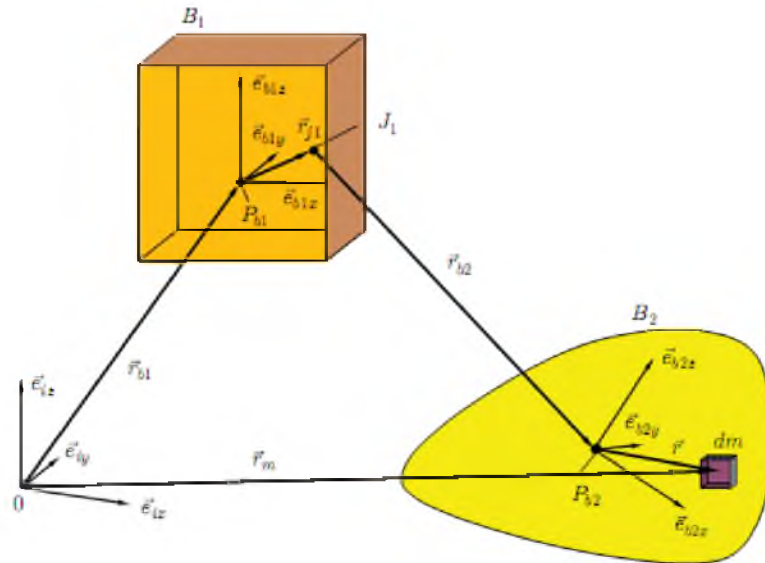


Рисунок 20.2 Два твердых тела

энергию, мы можем пропустить данное введение в связанную с соединением систему координат. Система осей с фиксированной осью b1 может быть получена

$$(\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T = \underline{\underline{R}}_1 (\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})^T, \quad (20.25)$$

где $\underline{\underline{R}}_1$ - тензор вращения.

Вектор от центра масс P_{b1} от тела B1 к соединению J1 есть $\underline{r}_{j1}$.

Вектор от соединения J1 до центра масс P_{b2} B2 равен $\underline{r}_{b2}$.

В теле B2 рассмотрим теперь бесконечно малый элемент массы dm. Вектор от начала координат O инерциальной системы отсчета к dm равен

$$\begin{aligned} \vec{r}_m &= \vec{r}_{b1} + \vec{r}_{j1} + \vec{r}_{b2} + \vec{r} \\ &= \underline{r}_{b1}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} + \underline{r}_{j1}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b1x} \\ \vec{e}_{b1y} \\ \vec{e}_{b1z} \end{pmatrix} + \underline{r}_{b2}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b1x} \\ \vec{e}_{b1y} \\ \vec{e}_{b1z} \end{pmatrix} + \underline{r}^T \begin{pmatrix} \vec{e}_{b2x} \\ \vec{e}_{b2y} \\ \vec{e}_{b2z} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (20.26)$$

Соединение J₁ фиксируется в B₁, а элемент массы dm фиксируется в B₂, так что кортежи $\underline{r}_{j1}$ и $\underline{r}$ векторов $\underline{r}_{j1}$ и $\underline{r}$ не зависят от времени, если мы используем системы осей связанной с телом:

$$\vec{r}_{j1} = \underline{r}_{j1}^T (\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T, \quad (20.27)$$

$$\vec{r} = \underline{r}^T (\vec{e}_{b2x}, \vec{e}_{b2y}, \vec{e}_{b2z})^T. \quad (20.28)$$

На этом этапе мы должны различать разные виды соединений; приведем два примера:

1. Если J_1 - это вращающееся соединение, тело B_2 вращается вокруг оси вращения соединения. Если сформулировать вектор r_{b2} относительно системы осей тела с неподвижной осью тела B_2 , координаты r_{b2} не зависят от времени.
2. Если J_1 является призматическим соединением, целесообразно ввести вышеупомянутую систему координат, связанную с соединением. Начало этой связанной с соединением системы координат, $(J_1, \vec{e}_{jx}, \vec{e}_{jy}, \vec{e}_{jz})$

фиксируется к соединению J_1 . Система осей $(\vec{e}_{jx}, \vec{e}_{jy}, \vec{e}_{jz})$ ориентирована таким образом, что одна ось (например, ось e_{jx}) является осью поворотного соединения, что означает, что ось относительного движения совпадает с этой осью системы осей соединения.

В этом случае координаты вектора от J_1 до P_{b2} могут быть выражены относительно этой системы отсчета, связанной с соединением. Если первая ось e_{jx} является направлением движения призматического соединения, то только первая координата зависит от времени.

Только система осей инерциальной системы отсчета не зависит от времени; другие системы осей, связанные с телом зависят от времени. Теперь мы заменим независимые от времени системы координат на системы инерционных осей, введя независимые от времени матрицы вращения R_1 и R_2 :

$$(\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T = \underline{R}_1 (\vec{e}_{ix}, \vec{e}_{iy}, \vec{e}_{iz})^T, \quad (20.29)$$

$$(\vec{e}_{b2x}, \vec{e}_{b2y}, \vec{e}_{b2z})^T = \underline{R}_2 (\vec{e}_{b1x}, \vec{e}_{b1y}, \vec{e}_{b1z})^T. \quad (20.30)$$

Тогда мы получим скорость путем дифференцирования по времени:

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}}_m = & \left(\dot{r}_{b1}^T + r_{j1}^T \underline{\dot{R}}_1 + \dot{r}_{b2}^T \underline{R}_1 + r_{b2}^T \underline{\dot{R}}_1 \right. \\ & \left. + r^T \left(\underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_1 + \underline{R}_2 \underline{\dot{R}}_1 \right) \right) \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (20.31)$$

Первые четыре члена дают энергию поступательного движения, а пятый член дает энергию вращения, причем оба значения энергии получаются после интегрирования. Поскольку векторы состоят из последовательных матриц вращения, легко получить кинетическую энергию:

$$\begin{aligned} \underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_1 + \underline{R}_2 \underline{\dot{R}}_1 &= \underbrace{\underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_2^T \underline{R}_2 \underline{R}_1}_{\underline{\dot{E}}} + \underline{R}_2 \underbrace{\underline{\dot{R}}_1 \underline{R}_1^T \underline{R}_1}_{\underline{\dot{E}}} \\ &= \underbrace{\underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_2^T \underline{R}_2 \underline{R}_1}_{\underline{\Omega}_2} + \underline{R}_2 \underbrace{\underline{\dot{R}}_1 \underline{R}_1^T \underline{R}_1}_{\underline{\Omega}_1} \\ &= \underline{\Omega}_2 \underline{R}_2 \underline{R}_1 + \underline{R}_2 \underbrace{\underline{\Omega}_1 \underline{R}_2^T \underline{R}_2 \underline{R}_1}_{\underline{\dot{E}}} \end{aligned}$$

где

тензор угловых скоростей относительно системы связанных с телом осей B_2 . Глядя на последнее выражение в скорости:

Очевидно, что кинетическая энергия может быть рассчитана путем последовательного умножения

$$\begin{aligned} r^T \left(\underline{\dot{R}}_2 \underline{R}_1 + \underline{R}_2 \underline{\dot{R}}_1 \right) \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} &= r^T \left(\underline{\Omega}_2 + \underline{\dot{\Omega}}_1 \right) \underline{R}_2 \underline{R}_1 \begin{pmatrix} \vec{e}_{ix} \\ \vec{e}_{iy} \\ \vec{e}_{iz} \end{pmatrix} \\ &= r^T \left(\underline{\Omega}_2 + \underline{\dot{\Omega}}_1 \right) \begin{pmatrix} \vec{e}_{b2x} \\ \vec{e}_{b2y} \\ \vec{e}_{b2z} \end{pmatrix}, \end{aligned} \quad (20.34)$$

$$\begin{aligned} \underline{\dot{\Omega}}_1 &= \underline{R}_2 \underline{\Omega}_1 \underline{R}_2^T \\ &= (\underline{\Omega}_2 + \underline{\dot{\Omega}}_1) \underline{R}_2 \underline{R}_1, \end{aligned} \quad (20.33)$$

тензоров вращения и их производных по времени. После интегрирования по объему тел получаем кинетическую энергию; мы опустили поступательную часть энергии в выражении. Смешанные члены исчезают из-за исчезающих первых моментов массы.

20.3 Компоненты многотельной системы

Другие компоненты могут быть определены в дополнение к твердым телам. Мы опишем все компоненты, включая твердые тела далее:

Твердые тела: Свойства инерции (масса, первый и второй моменты массы) необходимы для определения твердых тел. Обычно положение твердого тела определяется его центром масс, и это является точкой отсчета для определения моментов массы (первого и второго); следовательно, первые моменты массы равны нулю, и в некоторых программах невозможно определить как произвольную точку твердого тела для системы осей, связанных с телом, так и дополнительный центр масс относительно первой точки. Другим способом определения свойств инерции является определение поверхности тела и плотности массы. Некоторые программы MBS способны вычислять свойства инерции путем численного интегрирования. В этом случае выгодно определить произвольную точку тела, поверхность (например, в виде сетки FE) и плотность массы (как постоянную или непостоянную функцию по отношению к пространственным переменным). Обычно определяют связанную с телом систему; с помощью этой системы легко определить тензор вторых моментов массы и, при необходимости, поверхность.

Соединения: В MBS несколько твердых тел взаимодействуют друг с другом. Одна из возможностей взаимодействия - через соединения, которые являются ограничениями, потому что они ограничивают относительное движение в парах тел. Чтобы упростить определение, дополнительные точки расположены в точках соединения жестких тел. Эти системы осей, связанные с соединениями, определяют, например, ось вращения поворотных шарниров.

На Рисунках 20.3–20.8 изображены примеры соединений. Некоторые тела могут быть ограничены в движении относительно инерциальной системы отсчета; поскольку это особые ограничения, поскольку они не являются ограничениями между двумя телами, некоторые программы MBS имеют специальные способы их определения.

Силы: Силы можно классифицировать по-разному. Их можно подразделить на активные и пассивные силы. Пассивные силы зависят только от движения



Рисунок 20.3 Поворотный шарнир



Рисунок 20.4 Поступательное соединение или призматическое соединение



Рисунок20.5 Цилиндрическое соединение



Рисунок20.6 Сферическое соединение



Рисунок20.7 Одношаговое соединение с нелинейным движением



Рисунок20.8 Карданово соединение

(относительные перемещения и скорости) тел. Активные силы от приводов нуждаются в мощности. Эти группы активных и пассивных сил являются приложенными силами; другая группа известна как силы ограничения или силы реакции от соединений.

Геометрия поверхностей: Во всех программах MBS невозможно войти в поверхности твердых тел. Если это возможно, поверхности можно использовать либо для внутреннего расчета свойств инерции (общей массы, первого и второго момента инерции), либо для расчета сил контакта, если два тела вступают в контакт. Первая возможность легко реализуется в программах. Второе является сложным, потому что в случае контакта возникают дополнительные силы ограничения, и степени

свободы для всей системы уменьшаются. Дополнительные силы ограничения зависят от состояния в точке контакта: в случае скольжения существует одна нормальная сила ограничения, перпендикулярная касательной плоскости к обоим телам в точке контакта, и тангенциальная сила, которая, например, зависит от скорости скольжения и по нормальной силе. В случае прокатки все силы реакции между двумя контактирующими телами являются силами ограничения.

20.4 Ориентация твердых тел

В дополнение к одной точке P (например, центру масс) для описания тела в трехмерном пространстве также требуется ориентация тела. Как точка P , так и ориентация обычно задаются относительными описаниями, что означает, что местоположение P задается относительно начала координатной системы отсчета, а ориентация задается ориентацией системы осей, связанных с телом относительно системы координат системы отсчета (или относительно системы осей, связанных с телом).

Как описано в начале этой главы, относительное смещение задается тремя (декартовыми) координатами. Ориентация может быть описана с помощью матрицы вращения R . Матрица имеет три свободных параметра, и в программах MBS существует несколько способов ввода матрицы в программу.

Матрица вращения по числовым значениям: Одна возможность состоит в том, чтобы ввести все девять компонентов.

Матрицы вращения, определяемые числовыми значениями, не подходят. Рассмотрим, например,

$$\underline{R} = \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{6}}{4} & \frac{\sqrt{2}}{4} & \frac{\sqrt{2}}{2} \\ -\frac{\sqrt{6}}{4} & -\frac{\sqrt{2}}{4} & -\frac{\sqrt{2}}{2} \\ \frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} & 0 \end{pmatrix}, \quad (20.35)$$

матрицу

которая является результатом последовательности трех вращений (30° , 90° и 45°). Очевидно, что существует много квадратных корней, и известно, что эти корни (например, 2 или 3) могут быть аппроксимированы только числовыми значениями. Это может привести к нарушению необходимого условия, например, $\det(R) = 1$.

Углы Эйлера: Каждая матрица вращения может быть представлена последовательностью трех простых вращений. Часто Эйлерово правило используется для простых вращений. Применяя правило Эйлера, первое вращение происходит вокруг оси e_3 , затем - вокруг новой оси e , а последнее вращение - вокруг новой оси e^* . Важным моментом является то, что повороты связаны с новыми осями, возникшими в результате предыдущего поворота. Существует один угол поворота для каждого поворота, что означает наличие трех углов и, следовательно, трех параметров. Важным моментом является то, что первая и последняя оси вращения зависят друг от друга, поскольку последняя ось вращения - это первая ось вращения, вращаемая в результате второй операции вращения. Чтобы описать последовательность вышеупомянутого вращения, мы можем написать 3-1-3. Конечно, можно использовать и другие возможности, такие как 3-2-3, 1-3-1, 1-2-1, 2-1-2, 2-3-2. Одна особенность, общая для всех этих последовательностей, состоит в том, что последняя ось вращения является той же осью вращения, что и для первой операции, но вращается второй операцией вращения. Весь поворот можно описать тремя углами, например, ϕ , ϑ , ψ . Некоторые соглашения в литературе используют модифицированные углы.

В этом представлении матриц вращения есть свойственность. Рассмотрим последовательность углов со вторым углом $\vartheta = \pi = 180^\circ$ или $\vartheta = 0$. Каждая пара углов для первого и третьего вращения с одинаковым значением $\phi - \psi$ или $\phi + \psi$, соответственно, дает та же матрица вращения независимо от отдельных значений для ϕ и ψ . Причиной такого поведения является то, что первая и последняя оси вращения совпадают (причина в математике заключается в том, что в общей матрице вращения присутствуют только тригонометрические функции с аргументом для $\phi - \psi$ или $\phi + \psi$).

Пример матрицы вращения для углов Эйлера приведен в следующем:

$$\begin{pmatrix} \cos \psi \cos \varphi - \cos \vartheta \sin \varphi \sin \psi & \cos \psi \sin \varphi + \cos \vartheta \cos \varphi \sin \psi & \sin \psi \sin \vartheta \\ -\sin \psi \cos \varphi - \cos \vartheta \sin \varphi \cos \psi & -\sin \psi \sin \varphi + \cos \vartheta \cos \varphi \cos \psi & \cos \psi \sin \vartheta \\ \sin \vartheta \sin \varphi & -\sin \vartheta \cos \varphi & \cos \vartheta \end{pmatrix}$$

Углы Тейта–Брайана: Основным свойством углов Эйлера является то, что первое и третье вращения находятся примерно на одной локальной оси. В определении углов Тейта – Брайана все оси различны, например, первое вращение вокруг оси e_1 (угол α), второе вращение вокруг новой оси $\tilde{e}$ (угол β) и третье вращение вокруг $\hat{e}$ (угол 2γ). Углы α , β и γ называются углами Тейта – Брайана. Иногда, особенно в немецкой литературе, их называют Кардановыми углами, а в программах их иногда называют 1–2–3-углами Эйлера. Подобно правилу об угле Эйлера, здесь также существует особенность, если второй угол равен $\beta = \pi/2$ или $\beta = 3\pi/2$.

Угол Эйлера: каждая матрица вращения имеет одно собственное значение 1. Собственный вектор этого собственного значения можно интерпретировать как ось вращения; соответствующий угол равен α , который можно рассчитать по трассе матрицы вращения R :

$$\text{tr}(\underline{R}) = 1 + 2\cos \alpha. \quad (20.36)$$

Кватернионы: Кватернионы являются продолжением комплексных чисел. В комплексных числах вводится мнимая единица j ($j^2 = -1$; иногда ее называют i), чтобы расширить действительные числа до комплексных чисел. Множество кватернионов вместе с операциями сложения и некоммутативными операциями умножения называется некоммутативной алгеброй. Каждый кватернион может быть описан (аналогично комплексным числам)

$$\alpha_1 + \alpha_2 j + \alpha_3 j + \alpha_4 k, \quad (20.37)$$

где i, j, k вводятся как эквиваленты j в расширении действительных чисел до комплексных чисел. Дополнительно введенные элементы i, j, k соответствуют следующим правилам умножения (этот список неполон):

$$ijk = i^2 = j^2 = k^2 = -1; \quad (20.38)$$

$$ij = k. \quad (20.39)$$

Все кватернионы с абсолютным значением 1 эквивалентны набору поворотов, и, например, углы Эйлера могут быть сопоставлены с кватернионами.

Области применения кватернионов включают программирование компьютерной графики и роботов.

Параметры Кэли – Клейна: Другое средство представления вращений включает использование сложных матриц вида Если компоненты удовлетворяют следующим уравнениям (столбец - комплексное сопряжение)

$$\alpha = \bar{\delta}, \quad (20.41)$$

$$\gamma = \bar{\beta}, \quad (20.42)$$

матрицы являются представлением вышеупомянутых кватернионов. С дополнительным условием $\alpha\delta - \beta\gamma = 1$,

$$(20.43)$$

матрицы представляют собой представление кватернионов с абсолютным значением 1 и, следовательно, представление вращений. Параметры α, β, γ и δ обычно называют параметрами Кэли – Клейна.

Система осей (координат): Эта возможность определения вращений очень проста и легка для пользователей.

Идея состоит в том, чтобы определить систему координат по трем точкам: первая точка, N_1 , является началом системы координат, а вторая точка, N_2 , определяет направление вектора e_1 (см. Рисунок 20.9). Третья точка, N_3 , определяет плоскость с N_1 и N_2 . В этой плоскости есть два вектора, которые перпендикулярны e_1 . Вектор e_2 выбирается таким образом, что точка N_3 является элементом квадранта, определяемого первыми двумя векторами e_1 и e_2 (пунктирный вектор на рисунке не удовлетворяет этому условию, но сплошной вектор выполняет).

Третий вектор определяется как произведение $e_3 = e_1 \times e_2$.

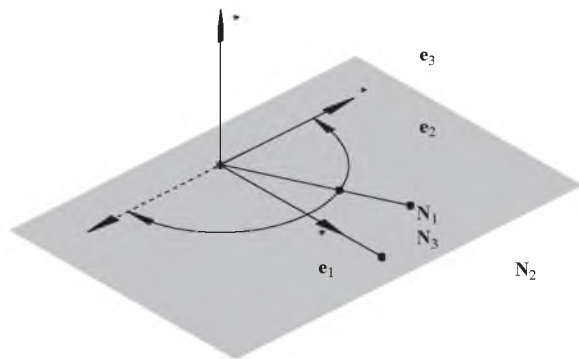


Рисунок 20.9 Определение вращательных матриц по осевым системам

20.5 Вывод и решение уравнений

В этом разделе описываются основные методы получения уравнений движения в первом подразделе, а во втором подразделе описываются численные алгоритмы для решения этих уравнений.

20.5.1 Вывод уравнений

Чтобы вывести уравнения движения автоматически, компьютеру требуется систематическое описание того, как различные части MBS соединяются или связываются друг с другом. Существуют различные возможности для достижения этого, с одним примером, включающим использование графиков для описания взаимосвязи.

Граф - это множество вершин $V = \{v_j, j = 1, \dots, N\}$ где каждая вершина представляет собой твердое тело системы и множество ветвей B , соединяющих вершины. Ветвь - это пара двух вершин. Эта пара (v_j, v_k) обозначает взаимодействие между двумя телами v_j и v_k . Это взаимодействие может быть результатом соединения, но не силового элемента.

Важным свойством графа является наличие или отсутствие схемы. Схема - это последовательность ветвей $\{v_{i1}, v_{i2}\}, \{v_{i2}, v_{i3}\}, \dots, \{v_{ik-1}, v_{ik}\}$ с $v_{i1} = v_{ik}$, что означает, что эти ветви образуют замкнутый цикл. Алгоритмы для численных решений уравнений движения различаются в зависимости от того, существуют схемы или нет. MBS без цепей может быть описана простым набором обыкновенных дифференциальных уравнений, MBS с цепью должна быть описана системой так называемых дифференциальных алгебраических уравнений (DAE). Численные алгоритмы для решения DAE намного сложнее, чем для решения системы дифференциальных уравнений.

Существуют два основных подхода к установлению уравнений движения. Первый называется Эйлеровым методом. Этот метод начинается с уравнений движения Эйлера и Ньютона для каждого из N твердых тел. Если уравнения движения Эйлера и Ньютона записаны в форме дифференциальных уравнений первого порядка, для каждого тела существует 12 уравнений, что означает $12N$ уравнений для всей системы. Один набор неизвестных величин - это смещения (например, центры тяжести) и углы вращения (например, углы Эйлера) и их первые производные по времени, так что для каждого твердого тела существует 12 неизвестных. Кроме того, есть неизвестные силы и моменты от ограничений, и, в целом, есть больше неизвестных, чем есть уравнения. Дополнительная информация поступает из уравнений ограничения и некоторых принципов динамики (Робертсон и Швертассек 1988). В одной процедуре вывода уравнений движения $12N$ переменных должны быть уменьшены, а силы ограничений должны быть устранены. Это причина, почему это называется методом исключения. Другая возможная процедура - ввести дополнительные переменные, так называемые множители Лагранжа, для неизвестных сил и моментов ограничения. По мере роста числа неизвестных в этой процедуре этот метод называется методом дополнения. Другие способы получения уравнений движения включают применение уравнений Лагранжа или Гамильтона.

Одна трудность во всех методах заключается в замкнутых кинематических цепях, поскольку переменные, описывающие движение тел, зависят друг от друга и должны удовлетворять условию кинематической совместности.

20.5.2 Решение уравнений

Уравнения движения являются обыкновенными дифференциальными уравнениями в случае древовидной конфигурации MBS и дифференциальными алгебраическими уравнениями в случае MBS с замкнутыми кинематическими цепями. Алгоритм решения отличается для двух типов уравнений.

Мы ограничиваем наши соображения более простым способом обыкновенных дифференциальных уравнений без алгебраических частей. Уравнения можно записать в простой форме

$$\dot{\underline{y}} = \underline{f}(t, \underline{y}) \text{ where } \underline{y}(t_0) = \underline{y}_0. \quad (20.44)$$

Кортеж $\underline{y}$ содержит переменные состояния после устранения сил и моментов ограничения (метод исключения), или этот кортеж содержит все $12N$ переменных всех N тел и, кроме того, множители Лагранжа для сил и моментов ограничения. Одним из самых простых и наиболее иллюстративных методов является явный метод Эйлера первого порядка, показанный на рисунке 20.10. В этом методе полигон вычисляется пошагово, где размер шага h может быть переменным. Коэффициент локальной сходимости является квадратичным.

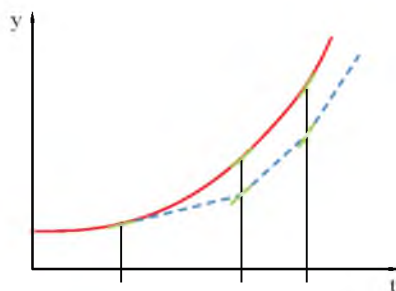


Рисунок 20.10 Явный метод Эйлера

В общем, процедуры решения могут быть классифицированы как явные и неявные методы, с одной стороны, и как одношаговые и многошаговые методы с другой стороны. Начальной точкой является начальное значение $\underline{Y}_0$ для времени $t = t_0$. Отсюда итерационный процесс дает приближения $\underline{Y}_n$ функции $\underline{y}$ в различные моменты времени $t = t_n$. Общие классы можно описать одной формулой:

$$\underline{Y}_{n+1} = \psi(\underline{Y}_n) \text{ явный одношаговый метод,} \quad (20.45) \quad \underline{Y}_{n+1} = \psi(\underline{Y}_{n+1}, \underline{Y}_n) \text{ неявный одношаговый}$$

$$\text{метод,} \quad (20.46) \quad \underline{Y}_{n+1} = \psi(\underline{Y}_n, \dots, \underline{Y}_{n-(k-1)}) \text{ явный метод k-шага,} \quad (20.47)$$

$$\underline{Y}_{n+1} = \psi(\underline{Y}_{n+1}, \dots, \underline{Y}_{n-(k-1)}) \text{ неявный метод k-шага.} \quad (20.48)$$

Во всех этих процедурах расстояния $h_n = t_n - t_{n-1}$ входят в формулы итерации. Если мы примем постоянные размеры шагов $h_0 = h_1 = h_2 = \dots$ и если мы будем использовать h для обозначения этого размера шага, то мы сможем рассмотреть локальную и глобальную ошибки усечения процедур.

Предполагая, что $\underline{Y}_n = \underline{y}(t_n)$ является точным решением, локальная ошибка усечения имеет порядок p , если

$$|\underline{Y}_{n+1} - \underline{y}(t_{n+1})| \leq M h^{p+1} \text{ для } p \geq 1. \quad (20.49)$$

Общая ошибка отбрасывания имеет порядок p для $\underline{Y}_n$, где $\underline{Y}_0 = \underline{y}(t_0)$, если

$$|\underline{Y}_n - \underline{y}(t_n)| \leq \tilde{M} h^p \text{ для } p \geq 1. \quad (20.50)$$

При определенных условиях можно вывести общую ошибку отбрасывания порядка p из локальной ошибки отбрасывания порядка p .

20.6 Применение MBS

В области динамики автомобиля существует несколько приложений для MBS.

Одна часть этих приложений касается двигателя и трансмиссии. На Рисунке 20.11 приведен пример привода клапана коромысла для двигателя внутреннего сгорания. В этом применении, например, силы между кулачком и толкателем могут быть рассчитаны с использованием MBS. Другой пример включает в себя расчет динамического поведения трансмиссии, как показано на рисунке 20.12. Крутящие моменты играют важную роль в этом приложении, особенно для динамических маневров. Если в модель введены соответствия, то можно исследовать и крутильные колебания.

Динамика автомобиля исследует несколько аспектов поведения всего автомобиля, например

- недостаточной/избыточной поворачиваемости;
- влияние изменения крутящего момента двигателя при прохождении поворотов;
- влияние торможения при прохождении поворотов;
- исследование проектного пространства с учетом динамических нагрузок и относительных перемещений компонентов;
- кинематика и соответствие подвесок.

На рисунке 20.13 показаны типичные компоненты передней подвески McPherson. Твердыми телами являются, например, колесная опора, колесо или А-образный рычаг. Нижние части распорок МакФерсона не являются дополнительными одиночными корпусами, потому что они прочно связаны с колесной опорой. Дополнительное твердое тело - это подрамник. А-рычаги соединены с подрамником с помощью резиновых втулок, а сам подрамник также соединен с шасси с помощью резиновых втулок. Кроме того, рулевое управление показано на рисунке, как и приводные валы. Силовая установка, конечно, является частью MBS, но не показана на рисунке 20.13, но показаны два крепления для силовой установки и ограничителя крена. Основное твердое тело изображено не полностью, а только в виде небольшой сферы, обозначающей центр масс и свойства инерции. Не видны, но включены в модель соединения, например, между А-рычагом и колесным держателем.

Коромысловый рычаг



Рисунок 20.11 Привод клапана коромыслового рычага (пример из программного обеспечения MBSADAMS)



Рисунок 20.12 Заднеприводный силовой агрегат (пример из программного обеспечения MBSADAMS)

Центр масс

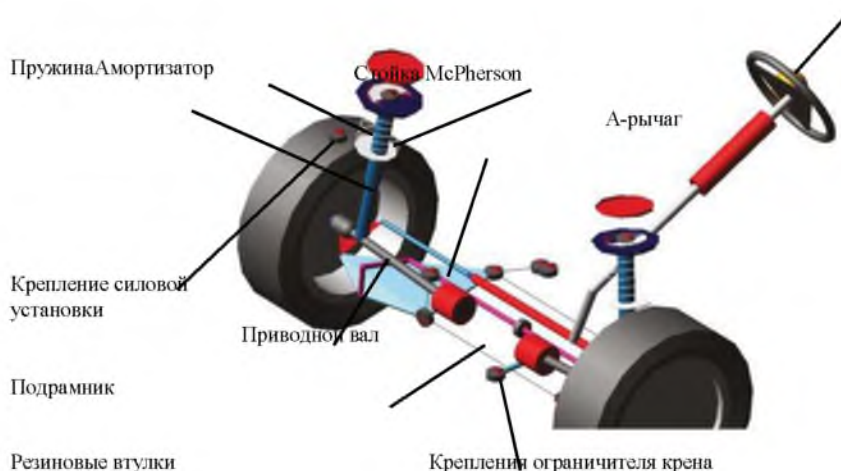


Рисунок 20.13 Передний мост McPherson в модели MBS

Как описано выше, многие твердые тела связаны друг с другом не идеальными жесткими соединениями, а упругими втулками.

Некоторые из элементов (например, пружины, амортизаторы, втулки, крепления) описываются не физической моделью, а характеристическими кривыми. Простым примером является кривая сила-смещение для пружины или кривая сила-скорость для амортизатора. Кривые или карты становятся более сложными для многоосевых нагруженных креплений, таких как гидростойки для соединения силовой установки и кузова.

Шины играют ключевую роль в MBS для автомобильных применений, касающихся всего транспортного средства, для которого доступно большое количество моделей. Модели могут быть классифицированы с использованием различных характеристик, таких как амплитуда и частота, сложность или базовое математическое описание.

Многие исследования были проведены с помощью этих моделей. Одним из примеров является стационарное прохождение поворотов по кругу или маневр с поворотом. Результат последнего показан на Рисунке 20.14.

На этих рисунках показаны важные динамические величины транспортного средства, такие как скорость рыскания, угол поворота руля и поперечное ускорение (вертикальные оси слева направо). Другой пример показан на рисунке 20.15, в котором угол поворота рулевого колеса показан как функция поперечного ускорения.

Предположение, что присутствуют только твердые тела, является, конечно, упрощением. В действительности тела никогда не бывают жесткими. Ошибка от предположения о жесткости может быть незначительной, но в некоторых случаях нельзя пренебрегать деформацией или в некоторых случаях следует рассчитывать деформации твердых тел.

Например, в некоторых случаях мы можем захотеть узнать напряжения в шасси

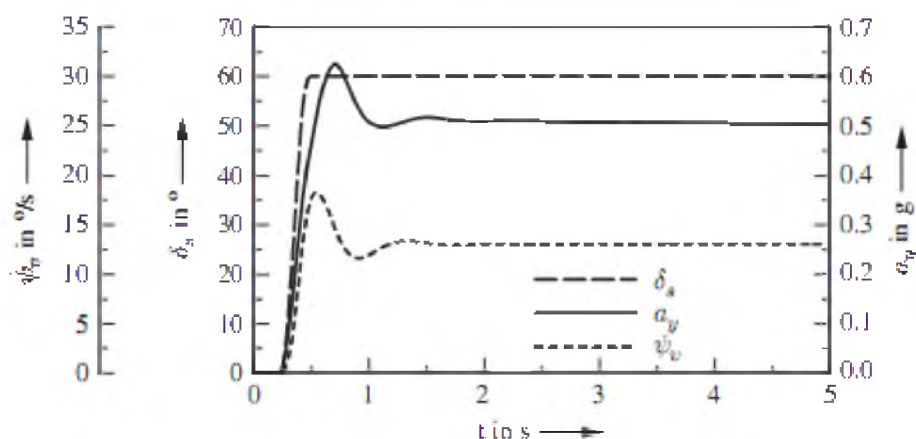


Рисунок 20.14 Результат дачи руля

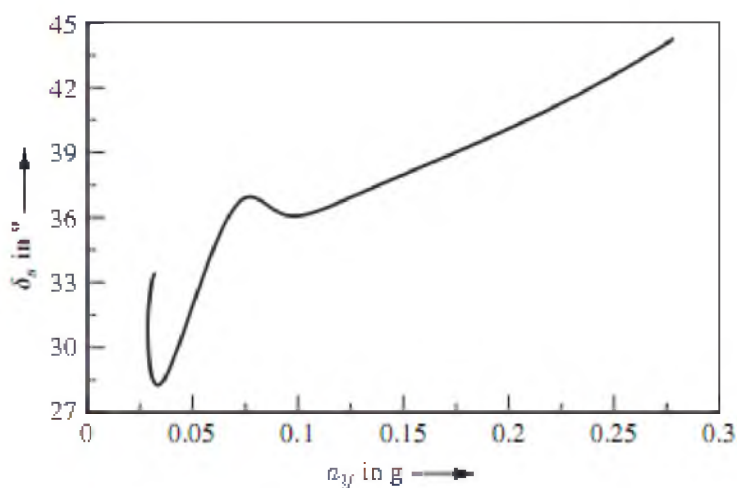


Рисунок 20.15 Квазистационарный поворот (для небольшого бокового ускорения с некоторыми начальными колебаниями)

чтобы оценить надежность или долговечность. В других случаях деформация может повлиять на результаты; например, деформация подрамника может влиять на кинематику и соответствие подвески.

Поскольку напряжения и деформации необходимы для прогнозирования износа, такие исследования могут проводиться только с учетом деформаций шасси.

Существует несколько методов описания гибких тел. Здесь мы в общих чертах обрисовываем один из них, похожий на метод Крейга-Бэмптона (или метод фиксированного интерфейса) ². Мы кратко опишем метод свободного интерфейса, используя пример, изображенный на рисунке 20.16, который показывает тело (прямоугольную пластину), соединенное в трех точках сферическими соединениями с соседними твердыми телами. Сферические соединения имеют три степени свободы вращения, что означает, что относительные перемещения между пластиной и телами невозможны. Описание гибкости пластины в MBS сначала включает моделирование пластины в программе с конечными элементами (с использованием твердых или оболочечных элементов). Для каждой фиксированной степени свободы

²Описанный здесь метод обозначен как метод свободного интерфейса и описан в одной из первых публикаций МакНила 1971; это обобщение метода Крейга – Бэмптона, ср. Крейг и Бэмптон 1968.

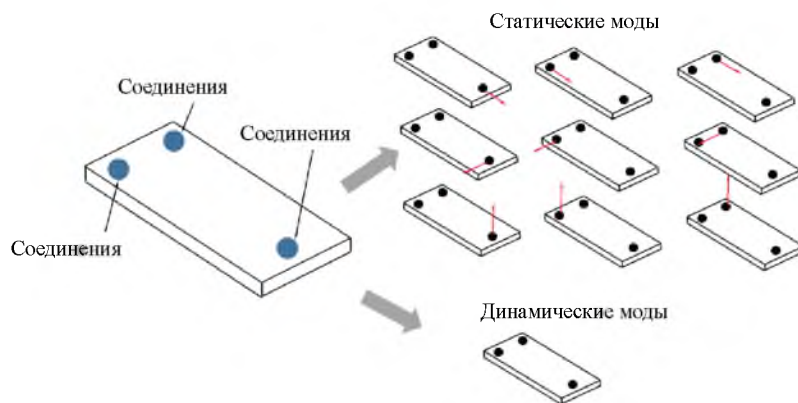


Рисунок 20.16 Моды для метода свободного интерфейса

соединений эта степень свободы разблокируется и вводится единичное усилие (для поступательных степеней свободы). Если степень свободы вращения разблокирована, в модели FE вводится единичный момент. С этими единичными величинами (силами или моментами) статические деформации (или статические моды) рассчитываются в программе FE. В изображенном примере есть девять статических режимов.

После этого этапа определения статических мод все соединения удаляются, и для пластины проводится исследование собственных мод. Это приводит к ряду собственных значений и собственных мод (или естественных мод), которые мы называем динамическими модами. И статические, и динамические моды теперь используются для установления уравнения движения. Мы называем статическую моду $u_{si} = u_{si}(x, y, z)$, а динамические моды $u_{di} = u_{di}(x, y, z)$. Затем мы можем приблизить деформацию u пластины, используя эти функции:

$$u = \sum_{i=1}^{N_s} \alpha_{si} u_{si} + \sum_{i=1}^{N_d} \alpha_{di} u_{di} \quad (20.51)$$

Эта формула позволяет нам установить выражение для кинетической и потенциальной энергии путем интегрирования по объему гибкого тела. Поскольку у нас есть одна мода статической деформации для каждой фиксированной степени свободы, каждая конфигурация соседнего тела может быть точно описана статическими модами. Динамические моды описывают динамическое поведение. При анализе собственных значений обычно нет ограничений на число собственных значений (при анализе собственных значений FE предел задается степенями свободы всех узлов). Следовательно, количество динамических мод обычно ограничено частотной границей.

Кинетические и потенциальные члены энергии содержат зависящие от времени коэффициенты α_{si} и α_{di} , которые теперь являются дополнительными степенями свободы системы. Кинетическую и потенциальную энергию можно использовать для установления уравнений движения для всей системы, например, используя формализм Лагранжа.

20.7 Вопросы и упражнения

Запомнить

1. Какие компоненты могут быть определены в MBS?
2. Сколько параметров необходимо для описания вращения?
3. Сколько параметров необходимо для описания переноса?
4. Какие алгоритмы решения обыкновенных дифференциальных уравнений вы знаете?

Понимать

1. Объясните углы Эйлера и Тейта – Брайана.
2. Объясните метод рассмотрения гибких тел в МБС.
3. Рассмотрим систему из двух тел, которые соединены вращающимся (поступательным, цилиндрическим, сферическим, карданным) соединением: сколько степеней свободы эта система имеет?

4. Сколько статических мод вы должны рассчитать методом свободного интерфейса для одного вращающегося (поступательного, цилиндрического, сферического, карданного) соединения?
5. Какие статические моды необходимо рассчитать методом свободного интерфейса для одного вращающегося (поступательного, цилиндрического, сферического, карданного) соединения?

Глоссарий

Сопротивление ускорению Другое сопротивление связано с инерционными силами Даламбера. Эти силы инерции (от поступательного и вращательного движений) объединяются и называются ускорением (или инерцией) сопротивления F_i . Сопротивление ускорению не только учитывает силы, связанные с поступательным ускорением, но также учитывает силы в продольном направлении, которые возникают из-за углового ускорения вращающихся масс 30

Угол поворота Аккермана Как описано для угла бокового скольжения автомобиля и угла поворота рулевого колеса, мы вводим угол переднего колеса δ_{10} для уменьшения скорости:

$$\delta_{10} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_1 = \frac{\ell}{\rho_{cc}} .$$

Мы называем этот угол δ_{10} углом Аккермана, 198

Аэродинамическая сила сопротивления На автомобиле с спроецированной фронтальной площадью A при движении со скоростью v в продольном направлении продольная сила F_a , так называемая аэродинамическая сила сопротивления, действует следующим образом (скорость ветра

$$F_a = c_d A \frac{\rho_a}{2} v_v^2 .$$

Здесь c_d - коэффициент аэродинамического сопротивления. Коэффициент c_d современных легковых автомобилей составляет около 0,2 до 0,3. Типичный размер для площади A составляет 2 м², 29

Развал Это угол между плоскостью колеса $_ewx-_ewz$ и вертикальной осью $_eiz$. Конструктивный угол γ развала γ положителен, когда колесо наклонено к внешней стороне транспортного средства, и отрицателен, если он наклонен внутрь, 229

Продольный наклон шкворня Точка приложения силы F_y не лежит в плоскости симметрии шины, а смещена относительно ntc в направлении xw . Мы называем NTC шиной продольный наклон шкворня (см. Рисунок 11.7 (b)), 177

Круг кривизны Круг кривизны является чисто геометрическим объектом, который аппроксимирует траекторию локально в одной точке. То есть круг кривизны существует, даже когда нет движущегося по траектории автомобиля; это характеристика траектории, 170

Пятно контакта Это область, где шина и дорога находятся в контакте. Размер пятна контакта зависит от геометрии и конструкции шины, внутреннего давления и нагрузки на колесо. Порядок величины для шины легкового автомобиля имеет формат открытки. (Площадь контакта колесной колеи имеет форму примерно как ноготь большого пальца), 11

Жесткость на поворотах Для малых углов скольжения (прибл. $A < 4^\circ$) боковая сила F_Y может быть аппроксимирована по линеаризованному закону

$$F_y = c_a \alpha .$$

Коэффициент c_a называется коэффициентом боковой силы или жесткостью на повороте, 180

Система каркасов Четверка ($A, _ex, _ey, _ez$) - это система фреймов аффинного пространства. Здесь A - точка (начало координат), а $_ex, _ey, _ez$ - декартовой штатив (система координат). Для описания положения точки P относительно A достаточно трех координат x, y, z :

$$\overrightarrow{AP} = x_e_x + y_e_y + z_e_z.$$

Точка A может быть определена фиксированной в пространстве (или в инерциальной системе отсчета). Это называется инерциальной системой координат (иногда называемой земной или мировой системой координат). Если точка A и штатив $_ex, _ey, _ez$ прикреплены к телу и продолжают надежно соединяться с телом, то результат называется стационарной системой координат, 6

Четвертная модель автомобиля Четвертная модель автомобиля (система замены двух масс, Рисунок 10.1) является самой простой системой замены, которая уже демонстрирует существенные характеристики автомобиля с точки зрения вертикальной динамики. Система замещения состоит из двух масс: m_b (в данном случае m_b - одна четверть массы тела) и m_w (это масса колеса). Пружины корпуса и амортизаторы расположены между массами. (Жесткость пружины k_b , постоянная демпфирования b_b). Пружинно-демпферная система (жесткость k_w , постоянная демпфирования b_w) также действует между массой колеса, m_w и неровным дорожным покрытием. Разделение колеса на составляющие массы колеса, m_w , жесткости колеса, k_w и демпфирования колеса, b_w , является упрощенной моделью, которая обеспечивает хорошее воспроизведение свойств колеса, 155

Диаграммы характеристик движения Диаграмма характеристик вождения состоит из

1. (реальной) карты характеристик двигателя, преобразованной в силы и мощность на колесах в зависимости от скорости движения и на той же диаграмме
2. требуемое тяговое усилие (сопротивление движению) или усилие для силы.

С помощью этих диаграмм можно, например, определить максимальную скорость без уклонения, способность преодолевать подъем на любой передаче и способность ускорения, 57

Ступенчатое сопротивление Сопротивление уклону (или сопротивление подъему) F_g - это часть веса транспортного средства, которая действует параллельно дороге: 29

$$F_g = m_{tot}g \sin \alpha$$

Мгновенный центр вращения Мгновенный центр вращения - это воображаемая точка. Автомобиль вращается вокруг этой точки в определенный момент. Если представить воображаемую бесконечную очень большую жесткую пластину, которая прикреплена к автомобилю и параллельна дороге, мгновенный центр или вращение - это та точка, которая не движется, то есть скорость этой точки исчезает. Мгновенный центр вращения M_{cg} - это пересечение двух нормалей двух произвольных векторов скорости в двух разных точках автомобиля, 174

Коэффициент прогрессии Коэффициент приращения α_{gz} обозначает отношение (частное) передаточных отношений двух соседних зубчатых колес, 48

$$\alpha_{gz} = \frac{i_{z-1}}{i_z} \quad z = 1, \dots, N_{z \max}$$

Коэффициент сопротивления качению Коэффициент сопротивления качению f_r представляет собой отношение сопротивления качению F_r к результирующей нормальной силе F_Z в пятне контакта, 16

$$f_r = \frac{F_r}{F_z}$$

Сопротивление качению Если колесо катится по дороге, асимметричное нормальное распределение напряжений происходит между дорогой и колесом в пятне контакта (Рисунок 2.2). Линия действия результирующей силы F_z асимметричного нормального распределения напряжений не пересекает центр колеса, а смещается в направлении прокатки. Расстояние между центром колеса и линией действия F_z является эксцентриситетом e_w . Это приводит к моменту $M_w = e_w F_z$. Чтобы преодолеть этот момент, необходим тяговый крутящий момент в случае ведомого колеса или тяговое усилие F_r в случае буксируемого колеса. Эта сила F_r называется сопротивлением качению. Это может быть получено путем решения суммы моментов $0 = r_{wst} F_r - e_w F_z$ for F_r

$$F_r = \frac{e_w}{r_{wst}} F_z .$$

В случае ведомого колеса сопротивление качению составляет, 15

$$F_r = \frac{M_w}{r_{wst}}$$

Коэффициент самоуправления Следующий коэффициент:

$$\frac{1}{i_s \ell} \frac{\partial(\delta_s - \delta_{s0})}{\partial(v^2/\rho_{cc})}$$

называется коэффициентом самоуправления автомобилем. Точно так же член

$$\partial(\delta_1 - \delta_{10})/(\partial(v^2/\rho))$$

является общим, что является коэффициентом самоуправления без учета жесткости рулевого управления, 202

Однопутная модель Однопутная модель является ключевой моделью в боковой динамике автомобиля, которая позволяет учитывать важные зависимости параметров и делать выводы в боковой динамике. Модель с одним треком часто составляет основу простых систем ESP. Важным допущением для модели с однопутным движением является то, что центр масс автомобиля находится на дороге, что означает, что расстояние от центра масс до плоскости дороги равно нулю: $h_{cm} = 0$. Из этого упрощения получается ограничение применимость результатов однопутной модели, 170

Скольжение Для ведомого колеса проскальзывание определяется как разность между окружной скоростью $v_c = R\omega$ и скоростью движения v_v , деленная на окружную скорость v_c .

$$S = \frac{v_c - v_v}{v_c} .$$

Скольжение тормозного колеса определяется как

$$S = \frac{v_v - v_c}{v_v} .$$

Скольжение часто дается в процентах, 21

Угол скольжения шин Боковое скольжение происходит в шине, когда направление xw (то есть продольное направление в системе координат шины) не совпадает с направлением движения (направление vw на рисунке 11.7 (b)). Один называет этот угол между направлением xw и направлением vw углом скольжения α , 177

Схождение Угол схождения описывает статическое вращение колеса вокруг оси ewz . Мы говорим о схождении, когда колеса повернуты внутрь (см. Рисунок 15.1 (a)), и расхождении, когда колеса повернуты наружу (Рисунок 15.1 (b)). Угол δ_{10} положительный для схождения и отрицательный для расхождения, 229

Передаточное число Передаточное число i_z - это отношение (частное) между скоростью входного сигнала n_{iz} и выходной скоростью n_{oz} трансмиссии или передачи:

$$i_z = \frac{n_{iz}}{n_{oz}} \quad z = 1, \dots, N_{z \max}.$$

Индекс z указывает ступень передачи с $N_{z \max}$ передач. Передаточное число i_z не зависит от скорости, 48

Коэффициент продольной силы шин Касательная сила F_x возникает на ведомом или тормозном колесе в зависимости от скольжения и нормальной силы F_z :

$$F_x = \mu(S)F_z.$$

Значение μ называется коэффициентом продольной силы шины. Это функция скольжения S . Функции $\mu_b(S)$ для торможения и $\mu_d(S)$ для движения примерно равны: $\mu(S) \approx \mu_b(S) \approx \mu_d(S)$, 21

Избыточная поворачиваемость Если $v_2 < 0$, это означает, что увеличение скорости автомобиля v (по кругу с радиусом r_{cc}) требует уменьшения угла поворота рулевого колеса. Мы называем это поведение избыточной поворачиваемостью, 201

Недостаточная поворачиваемость Если $v_2 > 0$, это означает, что увеличение скорости автомобиля v (по кругу с радиусом r_{cc}) требует увеличения угла поворота рулевого колеса. Мы называем это поведение автомобиля недостаточной поворачиваемости, 201

Угол скольжения автомобиля Угол между направлением движения центра масс автомобиля и продольной осью автомобиля называется углом бокового скольжения автомобиля β . Сумма угла поворота и угла бокового скольжения автомобиля является углом курса, 170

Литература

- Abramowitz, M and Stegun A (eds.): Pocketbook of Mathematical Functions, (abridged edition of Handbook of Mathematical Functions; material selected by M. Danos and J. Rafelski), Harri Deutsch, Thun, Frankfurt/Main, 1984.
- MacADAM, C C: Static Turning Analysis of Vehicles Subject to Externally Applied Forces – A Moment Arm Ratio Formulation, *Vehicle Syst. Dynam.*, Vol. 18, pp. 345–357, 1989.
- Battermann, W and Koehler, R: Elastomere Federung- Elastische Lagerung, W. Ernst u. Sohn, Berlin (in German).
- Bauser D and Gawlik R: Method for controlling e.g. rear left wheel of motor car, involves determining drop in default braking pressure, and cancelling superimposed controlling of braking pressures based on drop in default braking pressure, patent DE102012008508 A1, 2013.
- Blundell, M and Harty, D: The Multibody Systems Approach to Динамика автомобиля, Elsevier, 2004. Braess, H.-H. and Seiffert U. (Eds.): Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 2. Aufl., Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg. 2001. (engl., Handbook of Automotive Engineering SAE International, 2005).
- Braess, H-H: Vom 02er zum E46 – Meilensteine der Marke BMW, in: J. Goroncy (Hrsgb.): Der neue 3er, Sonderausgabe als Beilage von ATZ 5/1998 und MTZ 5/1998, pp. 10–14, 1998.
- Craig R, Bampton M: Coupling of substructures for dynamic analysis, *Amer. Inst. Aero. Astro. J.*, 6(7), pp. 1313–1319, 1968.
- Cucuz, S: Oscillation of passengers in cars: Impact of stochastic uneven roads and single obstacles of real road, PhD-Thesis, TU Braunschweig, 1993 (in German). Schwingungen von Pkw-Insassen: Auswirkungen von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn, Diss., TU Braunschweig, 1993.
- Denman, H H: Tautochronic bifilar pendulum torsion absorbers for reciprocating engines, *J. Sound Vibr.*, Volume 159, Issue 2, pp. 251–277, 1992.
- Dresig, H and Holzweißig, F: Dynamics of Machinery, Springer, Berlin, 2010.
- Dukipatti, R, Pang, J, Qazu, M, Sheng, G and Zuo, S: Road Динамика автомобиля, SAE International, 2008. Gillespie, T D: Fundamentals of Динамика автомобиля, SAE International, 1992.
- Harrer M, Goerich H-J, Reuter, U, and Wahl, G: 50 Jahre Porsche 911 – Die Perfektionierung des Fahrwerks (in German), Springer fuer Professionals, http://www.springerprofessional.de/50-jahre-porsche-911-die-perfektionierung-des-fahrwerks_teil-1/4710496.html, 2013. Heissing, B, and Ersoy, M.: Chassis Handbook, Vieweg + Teubner, 2011.
- ISO 8855: International Standard Road vehicles – Динамика автомобиля and road-holding ability – Vocabulary, 2nd edn., reference number ISO 8855:2011(E), 2011.
- Jazar, N J: Динамика автомобиля, Springer New York, 2nd ed., 2014.
- Mitschke, M and Wallentowitz, H: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer, Berlin, 4th edn., 2004. Naunheimer H, Bertsche B, Ryborz J, Novak W: Automotive Transmissions, Springer, Berlin, 2nd edn., 2011.
- Nester, T M, Schmitz, P M, Haddow, A G, and Shaw S W: Experimental observations of centrifugal pendulum vibration absorber, The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii, 7–11 March, 2004.
- OECD: Key Transport and Greenhouse Gas Indicators by Country, International Transport Forum ©OECD, 2014 (http://www.internationaltransportforum.org/statistics/CO2/Алфавитный_указатель.html). Радска Н В: Tyre and Динамика автомобиля, 2nd edn., Butterworth and Heinemann, 2006.
- Reimpell, J, Stoll, H, Betzler, J W: The Automotive Chassis: Engineering Principles, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2nd edn., 2001.
- Reithmaier, W and Salzinger T: Determination of the state-of-the-art concerning rolling noise, rolling-resistance and safety properties of modern passenger car tyres, Research Report 201 54 112, TÜV Automotive GmbH Tire-/Wheel-Test-Center Ridlerstraße 57 D-80339 Munich, Commissioned by German Federal Environmental Agency, 2002. (<http://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/publikation/long/3163.pdf>)
- Richard H. MacNeal, R H: A hybrid method of component mode synthesis, *Comp. Struct.* Vol. 1, Iss. 4, pp. 581–601 (Special Issue on Structural Dynamics), 1971.
- Roberson, R E and Schwertassek, R: Dynamics of Multibody Systems, Springer, Berlin, 1988.
- Robert Bosch GmbH (eds.): Automotive electrics and electronics, in German: Autoelektrik, Autoelektronik, 5. ed., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlag GmbH, Wiesbaden, 2007.
- Verhulst, F: Nonlinear Differential Equations and Dynamical Systems, Springer, Berlin, 2006.
- Winner, H: Adaptive Cruise Control, in: Eskandarian, A, (Ed.): Handbook of Intelligent Vehicles, Springer, 2012.
- Winner, H: Radar sensors, in: Eskandarian, A, (Ed.): Handbook of Intelligent Vehicles, Springer, 2012.

WILEY END USER LICENSE AGREEMENT

Go to www.wiley.com/go/eula to access Wiley's ebook EULA.